

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta Strojní

Katedra aplikované mechaniky

Analytické řešení nůžkového zvedacího mechanismu

The Analytic Solution of the Lifting Mechanism

Student:

Michal Kořínek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Kořínek**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma: Analytické řešení nůžkového zvedacího mechanismu
The Analytical Solution of the Lifting Mechanism

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Úvod, popis mechanismu a jeho použití.
2. Kinematické vlastnosti mechanismu.
3. Silové řešení - čepové síly.
4. Pevnostní výpočet vybraných dílů.
5. Statická analýza prostorového mechanismu.
6. Vyhodnocení a závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

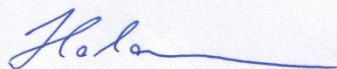
- [1] Juliš K., Teprík O., Slavík A. : Statika. SNTL, Praha, 1987.
- [2] Hoschl C. : Pružnost a pevnost ve strojnictví. SNTL / Alfa, Praha, 1971
- [3] Chobot K., Benda J., Hájek V., Novotná H. : Statika stavebních konstrukcí. Praha, SNTL/ALFA, 1983.
- [4] Vinogradov, O. : Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms. CRC Press, London, 2000.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

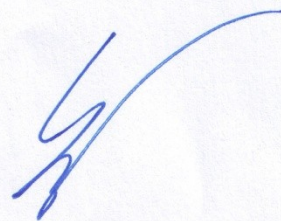
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15.5.2016


Kusn

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznám s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 ods. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informativním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 ods. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnutí licencí k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše)
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15.5. 2016


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Kořínek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Rejskova 32

Prostějov 796 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KOŘÍNEK, M. *Analytické řešení zvedacího nůžkového mechanismu*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2016, 59 stran, vedoucí práce: Podešva, J.

Bakalářská práce je zaměřena na analytické řešení umístění hydraulického válce a stanovení silového řešení v čepech u dvou identických jedno-sekčních mechanismů. Výpočet síly v hydraulickém válci je proveden pomocí principu virtuálních prací a následně je potvrzen a rozšířen o silové řešení pomocí metody uvolnění. Výsledné hodnoty jsou porovnány s výpočtem MKP. Na závěr je analytický postup použit u více sekčního mechanismu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KOŘÍNEK, M. *The Analytic Solution of the Lifting Mechanism*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava. Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2016, 59 pages thesis head: Podešva, J.

The bachelor thesis is focused on analytical solution of placement of hydraulic cylinder and determination of force solution in pegs, which are parts of two identical one-sequential mechanisms. The principal of calculation of force in hydraulic cylinder is based on virtual simulation and is confirmed and extended of force solution calculated by DoF method. The final results are compared with FEM calculation. In the end of thesis is also mentioned application of analytical method for poly-sequential mechanism.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	7
1. Úvod	10
2. Popis a použití mechanismu	11
2.1 Popis mechanismu.....	11
2.2 Použití mechanismu	12
3. Kinematika mechanismu	13
3.1 Kinematický rozbor.....	13
3.2 Základní kinematické vztahy	15
3.3 Princip virtuálních prací	16
3.4 Kinematika mechanismu s vodorovným pohonem	17
3.5 Kinematika mechanismu se šikmým pohonem.....	19
4. Silové řešení	22
4.1 Silové řešení mechanismu s vodorovným pohonem.....	22
4.2 Silové řešení mechanismu se šikmým pohonem.....	25
5. Výpočet metodou konečných prvků	29
6. Pevnostní výpočet vybraných dílů.....	33
6.1 Vnitřní statické účinky mechanismu s vodorovným pohonem.....	34
6.2 Vnitřní statické účinky na mechanismu se šikmým pohonem.....	39
7. Více sekční plošina.....	44
7.1 Kinematika více-sekčního mechanismu.....	44
7.2 Výpočet čepových sil více-sekčního mechanismu.....	47
8. Statická analýza prostorového mechanismu.....	51
9. Závěr.....	52
10. Seznam použitých pramenů	53
11. Seznam příloh	55

Seznam použitých zkratk a symbolů

A	[-]	...	Označení kloubů
b	[mm]	...	Pomocný rozměr uchycení hydraulického válce
B	[mm]	...	Vnější šířka profilu ramene
c	[mm]	...	Pomocný rozměr uchycení hydraulického válce
d	[mm]	...	Vnitřní šířka profilu ramene
F_{mn}	[N]	...	Síla „m“ kloubu v „n“ směru
F_v	[N]	...	Výsledná síla ve hnacím agregátu
G	[N]	...	Tíhová síla plošiny
G_R	[N]	...	Tíhová síla ramene
H	[mm]	...	Vnější výška profilu ramene
h	[mm]	...	vnitřní výška profilu ramene
k_C	[N·mm]	...	Tuhost hydraulického obvodu
k_{hadice}	[N·mm]	...	Tuhost hadice pohánějící hydraulický válec
k_{valce}	[N·mm]	...	Tuhost hydraulického válce
L	[mm]	...	Délka vysunutí šikmého motoru
L_R	[mm]	...	Délka ramene mechanismu
L_x	[mm]	...	Dráha vysunutí šikmého motoru ve svislém směru
L_x	[mm]	...	Dráha vysunutí šikmého motoru ve vodorovném směru
m	[kg]	...	Nosnost plošiny
M_{on}	[N·mm]	...	Ohybový moment „n“ kloubu
P_L	[-]	...	Převod rychlosti šikmého pohonu
P_x	[-]	...	Převod rychlosti šikmého pohonu ve vodorovném směru

P_y	[-]	...	Převod rychlosti šikmého pohonu ve svislém směru
R_{mn}	[N]	...	Reakční síly „m“ kloubu v „n“ směru
S_p	[mm]	...	Plocha profilu ramene
t	[mm]	...	Tloušťka stěny profilu ramene
v_L	[m s ⁻¹]	...	Rychlost vysunutí šikmého pohonu
v_{Lx}	[m s ⁻¹]	...	Rychlost vysunutí šikmého pohonu ve vodorovném směru
v_{Ly}	[m s ⁻¹]	...	Rychlost vysunutí šikmého pohonu ve svislém směru
v_x	[m s ⁻¹]	...	Rychlost mechanismu ve vodorovném směru
v_y	[m s ⁻¹]	...	Rychlost mechanismu ve svislém směru
v_y^*	[m s ⁻¹]	...	Rychlost středu mechanismu ve svislém směru
W_o	[mm]	...	Moment setrvačnosti v ohybu ramene
x	[mm]	...	Dráha mechanismu ve vodorovném směru
x_t	[mm]	...	Poloha nákladu na plošině
x_u	[mm]	...	Délka ramene ve vodorovném směru pro metodu uvolnění
y	[mm]	...	Dráha mechanismu ve svislém směru
y_u	[mm]	...	Délka ramene ve svislém směru pro metodu uvolnění
$[K]$	[-]	...	Čtvercová matice koeficientů
$\{n\}$	[N]	...	Sloupcová matice neznámých
$\{v\}$	[N]	...	Sloupcová matice výsledků
α	[°]	...	Úhel mezi pohonem a pevným rámem
σ_{Do}	[MPa]	...	Dovolené maximální ohybové napětí
σ_{Dt}	[MPa]	...	Dovolené maximální tahové napětí
σ_o	[MPa]	...	Ohybové napětí
σ_{tN}	[MPa]	...	Tahové napětí od normálových sil

σ_{tT}	[MPa] ...	Tahové napětí od posouvajících sil
φ	[°] ...	Úhel mezi plošinou a pevným rámem – pracovní úhel
ω	[rad·s ⁻¹] ...	Úhlová rychlost plošiny

1. Úvod

Nůžkový mechanismus je v dnešní době velmi používaný mechanismus a to ne jenom ve strojírenství, ale právě ve strojírenství je takto zkonstruovaný prostorový mechanismus nedílnou součástí mnohých výrobních procesů, kdy je třeba pracovat zejména na spodní části výrobku (například svařované konstrukce – dopravní kontejnery) anebo zvedat materiál do určité výšky, kdy je mechanismus využit jako podavač.

Díky značné nosnosti vznikají velké reakční a čepové síly, které lze řešit metodou uvolnění, kdy je třeba postupně pro každé rameno sestavit základní rovnice rovnováhy a konečně řešit soustavu rovnic, což může být pro ruční řešení velmi obtížné, proto se užívají matematické softwary. Efektivnějším řešením je použití metody konečných prvků (dále jen „MKP“). V MKP softwarech lze jednoduše měnit rozměry a okrajové podmínky, které ovlivňují rovnice rovnováhy. Výstupem těchto softwarů jsou jak reakční síly, tak i průběhy zatížení a deformace konstrukce.

2. Popis a použití mechanismu

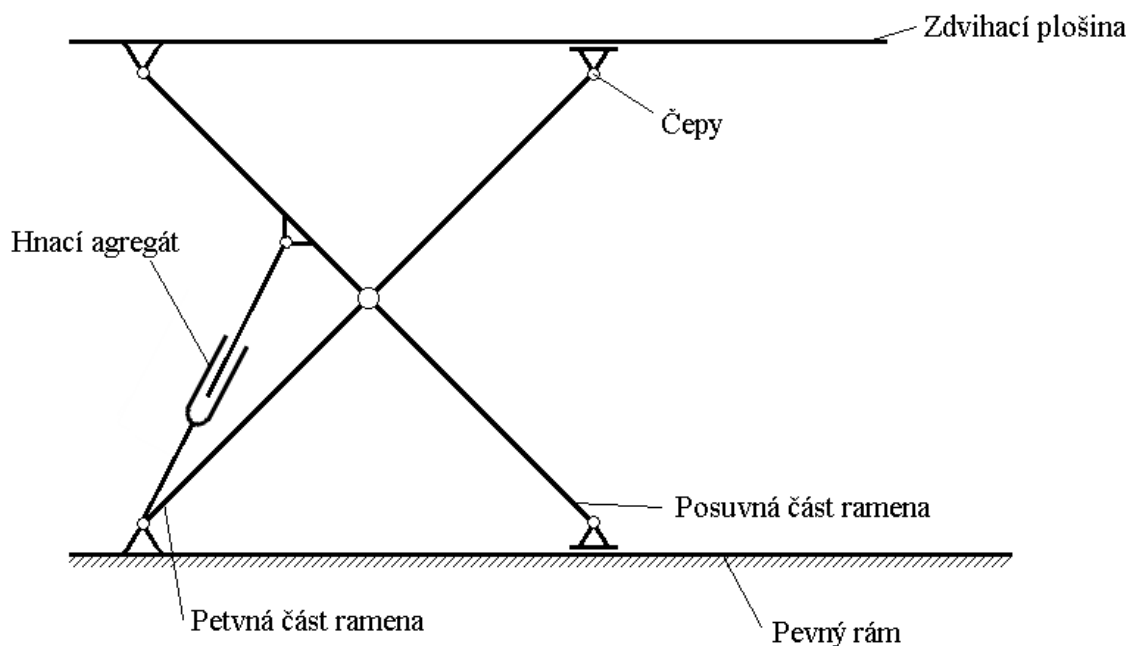
2.1 Popis mechanismu

Primárním úkolem nůžkového mechanismu je přeprava nákladu mezi různými výškovými úrovněmi, což je zajištěno čepovým spojením křížících se ramen v polovině délky, proto obě ramena svírají stejný úhel vůči pevnému rámu. Jedno rameno je pevně spojeno s pevným rámem a je mu umožněna pouze rotace okolo uchycení, kterou způsobuje nejčastěji hydraulický válec. Druhé rameno zpravidla uloženo v drážce pro rovné vedení mění při zdvihu svou vzdálenost vůči pevnému ramenu. Stejné uložení je i u stolu mechanismu neboli plošiny, na kterou se umísťuje náklad. Nevýhodou této plošiny může být stabilita u více sekvenčních mechanismů, která se mění se zdvihovou výškou.

Zvedací plošiny se dělí podle pracovního zdvihu na:

- Jedno-nůžkový
- Dvou-nůžkový
- Více-nůžkový

Kvůli stabilitě se doporučuje maximálně pěti-nůžková plošina.



Obr. 1 Základní popis jedno-nůžkového mechanismu

2.2 Použití mechanismu

Zvedací nůžkové mechanismy mají v dnešní době velkou škálu použití.

- Ruční zvedáky. Lehké, přenosné, zdvih je zajištěn šroubovicí. Požívá se jako hever při výměně kol u automobilů.
- Pojízdné plošiny. Alternativa k paletovým vozíkům, kdy je třeba vyšších manipulačních výšek.
- Vyrovnávací plošiny. Zpravidla jedno sekční mechanismus o vyšší nosnosti. Používá se jako podavač ve výrobě nebo pro nakládání a vykládání aut při různé výšce mezi rampou a autem.
- Montážní lávky (technologické plošiny). Zdvih plošiny zajišťuje vícero ramen poskládaných za sebou kvůli značné délce plošiny, která dosahuje i 40 metrů. Jsou určeny pro práce na vozidlech a jejich střechách jako jsou vlakové konstrukce
- Náhrada výtahu. Více sekční mechanismy, zpravidla se pohybující v šachtách. Výhodou je, že není třeba strojovna nad výtahem.
- Mechanismy pro automobilový průmysl. Plošina musí být přizpůsobena, aby šlo pracovat i pod autem. Časté je provedení, kdy jsou dvě plošiny na sobě. První zvedá automobil pod koly a druhá za šasi a je možná demontáž kol.
- Mobilní plošiny. Plošiny, které nejsou omezeny, kvůli pohybu. Zpravidla více sekční plošiny, které jsou obstarány košem pro přepravu osob. Využití na letištích, opravách stěn a střech.

Cílem práce není návrh mechanismu, proto budou pro všechny výpočty jedno-sekvenčního mechanismu uvažovány odhadnuté rozměry a to:

Profil ramene $B \times H \times t$: 40 x 80 x 5 mm

Délka ramene L_R : 1 500 mm

Maximální nosnost m : 2 000 kg

Materiál: Konstrukční ocel třídy S s hustotou $7\,850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Zatížení mechanismu bude bráno jako nejméně příznivý stav, kdy je celá váha na jedné straně plošiny. Z výše uvedených parametru pak plyne celková tíhová zatížená plošina $G = 19\,614\text{ N}$ a tíhová síla ramene $G_R = 126,824\text{ N}$

3. Kinematika mechanismu

3.1 Kinematický rozbor

Několik těles, spojených navzájem vazbami nazýváme soustavou těles nebo mechanismem, jednali se o pohyblivou soustavu. Zda se jedná o statickou nebo pohyblivou úlohu lze zjistit rovnováhou rovinných soustav těles, kdy je třeba zohlednit počet těles v soustavě a vazby, které tělesa spojují. Tyto parametry využijeme v zjednodušeném tvaru strukturální rovnice pro rovinnou úlohu

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (k + p + v) - j \quad (3.1)$$

Kde:

- i ... počet stupňů volnosti soustavy těles
- n ... počet všech členů soustavy včetně rámu
- k ... počet vazeb kloubových
- p ... počet vazeb posuvných
- v ... počet vazeb valivých
- j ... počet vazeb, které odebírají jeden stupeň volnosti

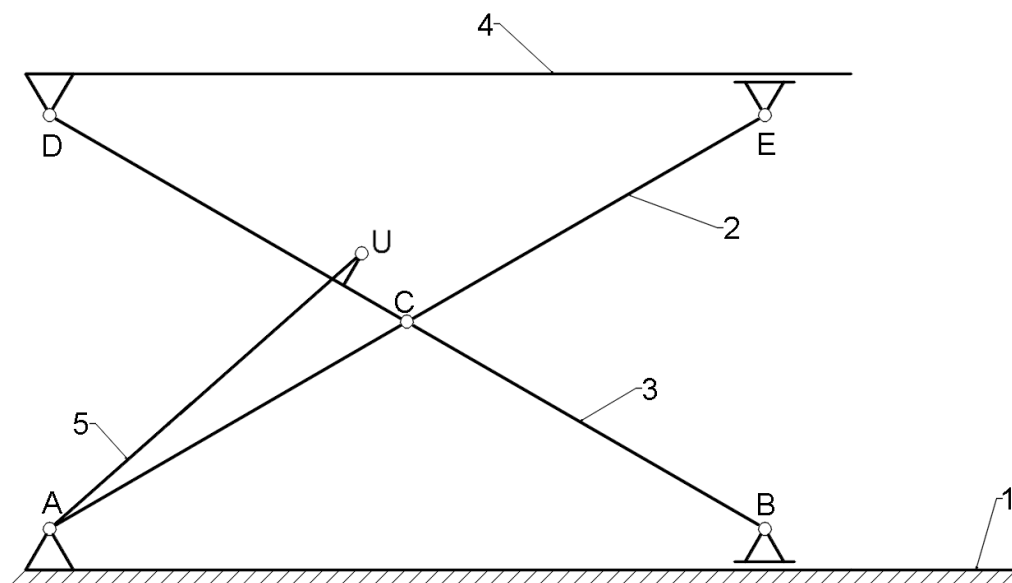
U nůžkového mechanismu je specifickým tělesem hnací agregát, který můžeme uvažovat jako absolutně tuhé těleso anebo jako píst pohybující se ve válci.

Na obr. 2 a 3 znázorňují body „A“, „C“, „D“ a „U“ vazby kloubové a body „B“ a „E“ vazby odebírající jeden stupeň volnosti. V bodě „A“ jsou ukotvené dvě tělesa nezávisle na sobě, proto je třeba tuto vazbu počítat dvakrát.

Pro hnací agregát jako jeden celek, vyobrazený na obr. 2 pak platí

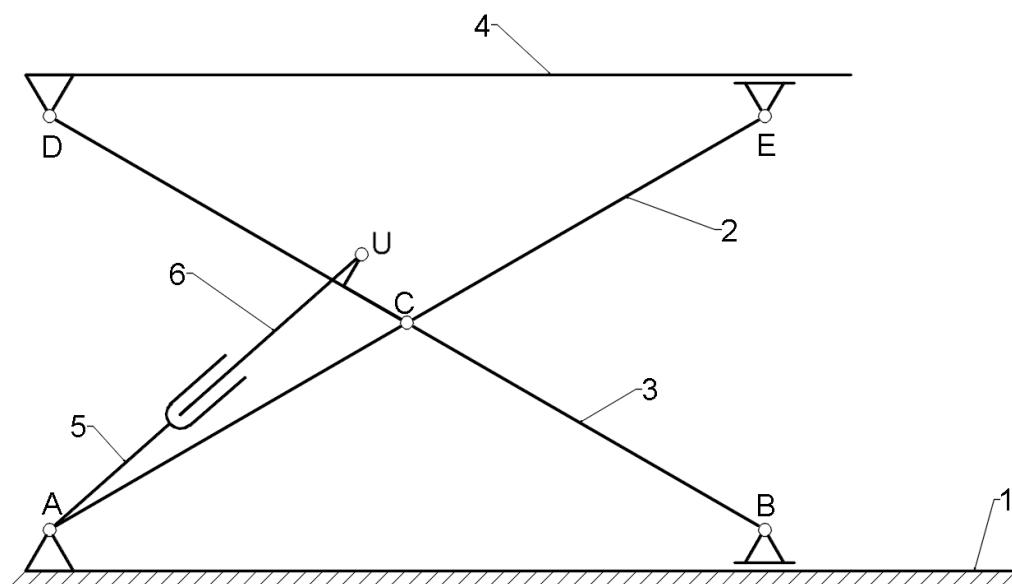
$$i = 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot 5 - 2 = 0 \quad (3.2)$$

Počet stupňů volnosti je nula, z čehož plyne, že soustava je staticky určitá, tj. nepohyblivá a nejedná se tedy o mechanismus.



Obr. 2 Tuhý hnací agregát

Proto se pro výpočet mechanismu uvažuje hnací válec jako dvě části. Pohybující se píst ve válci, který mění úhel k pevnému rámu tak ovlivňuje výšku mechanismu a zároveň odebírá jeden stupeň volnosti.



Obr. 3 Hybný hnací agregát

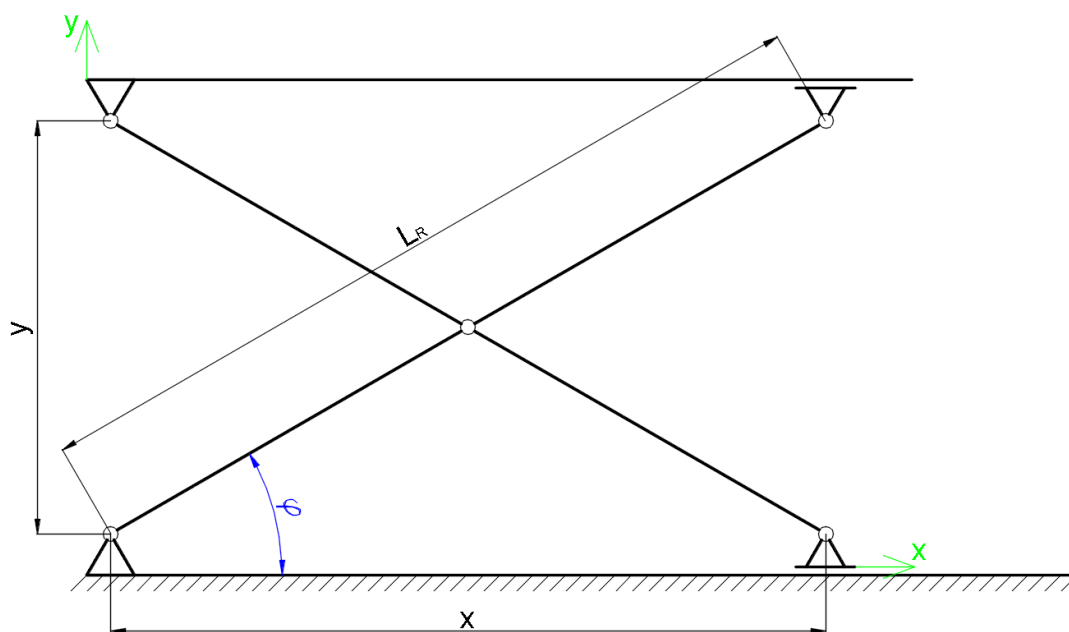
$$i = 3 \cdot (6 - 1) - 2 \cdot (5 + 1) - 2 = 1 \quad (3.3)$$

Z rovnice plyne, že mechanismus má jeden stupeň volnosti, což je počet nezávislých souřadnic. U takto zkonstruovaných mechanismů se nejčastěji udává úhel mezi rameny a pevným rámem. Tento úhel nazýváme pracovním úhlem a označíme jej řeckým písmenem φ .

Pro analytický výpočet budeme uvažovat hydraulický válec jakožto dvě části, kdy veškeré vztahy budou vyjádřeny v závislosti právě na pracovním úhlu. Změnou tohoto úhlu ve vztazích lze dostat číselné výsledky v libovolné poloze mechanismu.

3.2 Základní kinematické vztahy

Základní kinematické vztahy jsou určeny pro mechanismus bez ohledu na umístění pohonu, protože se jedná čistě o pohyb plošiny. Vztahy budou stanoveny ze zdvihové závislosti ve dvou směrech, kdy dráha je funkcí pracovního úhlu φ a zdvihová rychlost je časová derivace dráhy.



Obr. 4 Schéma mechanismu

Kde zdvihové závislosti jsou:

$$x = \cos(\varphi) \cdot L_R \quad (3.4)$$

$$y = \sin(\varphi) \cdot L_R \quad (3.5)$$

pak platí:

$$v_x = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = -\sin(\varphi) \cdot L_R \cdot \omega \quad (3.6)$$

$$v_y = \dot{y} = \frac{dy}{dt} = \cos(\varphi) \cdot L_R \cdot \omega \quad (3.7)$$

Umístění motoru, tj. síla ve válci bude stanovena principem virtuálních prací a to pro dva identické způsoby provedení a zatížení plošiny. Jediný rozdíl je v umístění motoru. První varianta je konstrukčně jednodušší, kdy je hydraulický válec uchycen mezi spodními klouby a vodorovně s pevným rámem. Druhá možnost je uchycení motoru na jedno rameno mechanismu, zde pohon svírá s pevným rámem úhel, který je závislý na sklonu ramene, tj. na pracovním úhlu, který budeme uvažovat v rozmezí $5^\circ - 65^\circ$.

3.3 Princip virtuálních prací

Princip virtuálních prací je alternativou k rovnicím rovnováhy, tj. jsou-li v každém bodě tělesa vnější a vnitřní síly v rovnováze, pak se virtuální práce vnějších sil rovná virtuální práci vnitřních sil

$$\vec{F} \cdot \vec{y}_i = \vec{R} \cdot \vec{x}_i \quad (3.8)$$

Kde:

\vec{F} ... vektor vnější (zatížení)

\vec{R} ... vektor vnitřní (reakce)

\vec{x}_i, \vec{y}_i ... vektor směru, ve kterém působí síla

Budeme-li uvažovat ustálenou polohu mechanismu, kdy se pohybový stav nemění, tak lze prohlásit, že vykonaná práce mechanismu je rovna nule, tedy

$$0 = \vec{F} \cdot \vec{y}_i + \vec{R} \cdot \vec{x}_i \quad (3.9)$$

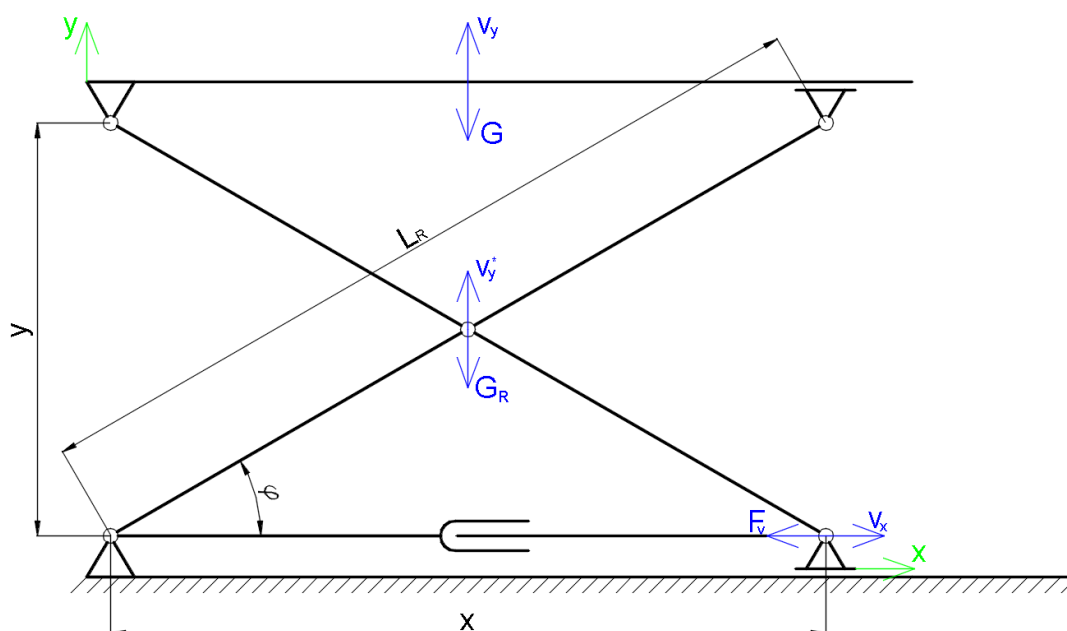
Pro řešení rovnice, kdy je vstupní parametr rychlost je třeba rovnici derivovat dle času

$$0 = F \cdot \frac{dy}{dt} - R \cdot \frac{dx}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{v}_y - \vec{R} \cdot \vec{v}_x \quad (3.10)$$

Nevýhodou této metody je, že se vypočítá pouze jedna neznámá, což nám nedá úplné silové řešení, proto se reakce v kloubech budou počítat metodou uvolnění.

3.4 Kinematika mechanismu s vodorovným pohonem

Pro distribuci porovnání umístění motorů bude stanovena principem virtuálních prací výsledná síla v hydraulickém válci F_v a to v obou případech při pracovním úhlu $\varphi = 5^\circ$ a vstupními parametry jenž jsou uvedeny v popisu mechanismu. Jelikož je možno pracovní úhel brát jako parametr, tak dále bude průběh síly vykreslen do grafu v závislosti právě na pracovním úhlu.



Obr. 5 Schéma mechanismu s vodorovným motorem

Motor je umístěn rovnoběžně vůči pevnému rámu, tak lze využít základních kinematických vťahů uvedených v bodě 3.2, ke kterým je nutno doplnit

$$v_y^* = \frac{v_y}{2} \quad (3.11)$$

Výslednou sílu ve válci pak určíme

$$F_v \cdot v_x \cdot \cos(180) + G \cdot v_y \cdot \cos(180) + 2 \cdot G_R \cdot v_y^* \cdot \cos(180) = 0 \quad (3.12)$$

Po jednoduché úpravě a dosazením vztahu (3.11) dostaneme

$$F_v = \frac{-G \cdot v_y - 2 \cdot G_R \cdot \frac{v_y}{2}}{v_x} \quad (3.13)$$

Po dosazení (3.7) a (3.7)

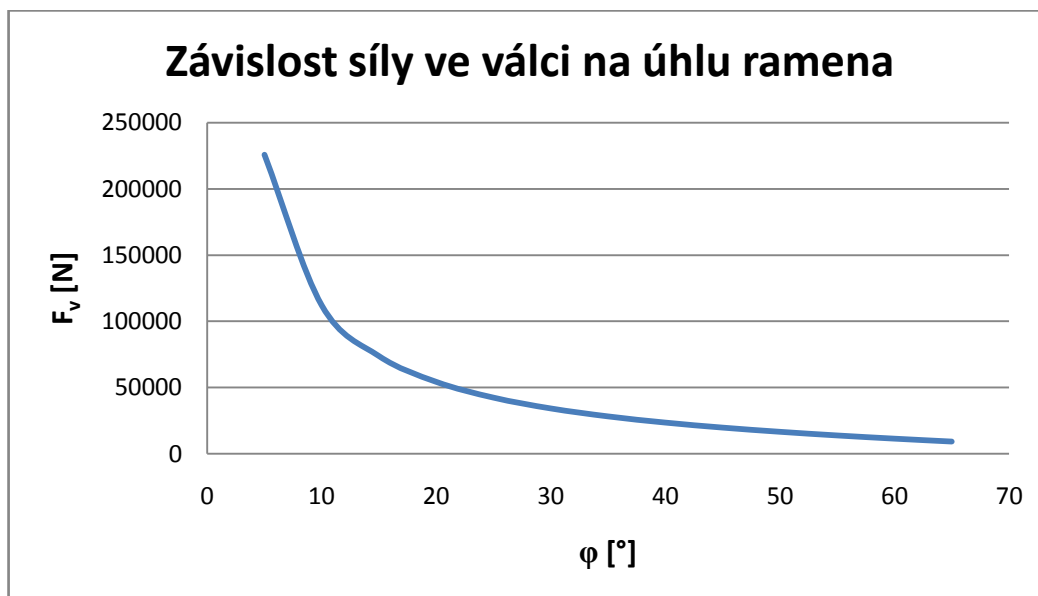
$$F_v = (G + G_R) \cdot \frac{\cos(\varphi) \cdot L_R \cdot \omega}{\sin(\varphi) \cdot L_R \cdot \omega} \quad (3.14)$$

Po vykrácení úhlových rychlostí a délek ramen dostaneme výsledný vztah

$$F_v = \frac{G + G_R}{\operatorname{tg}(\varphi)} \quad (3.15)$$

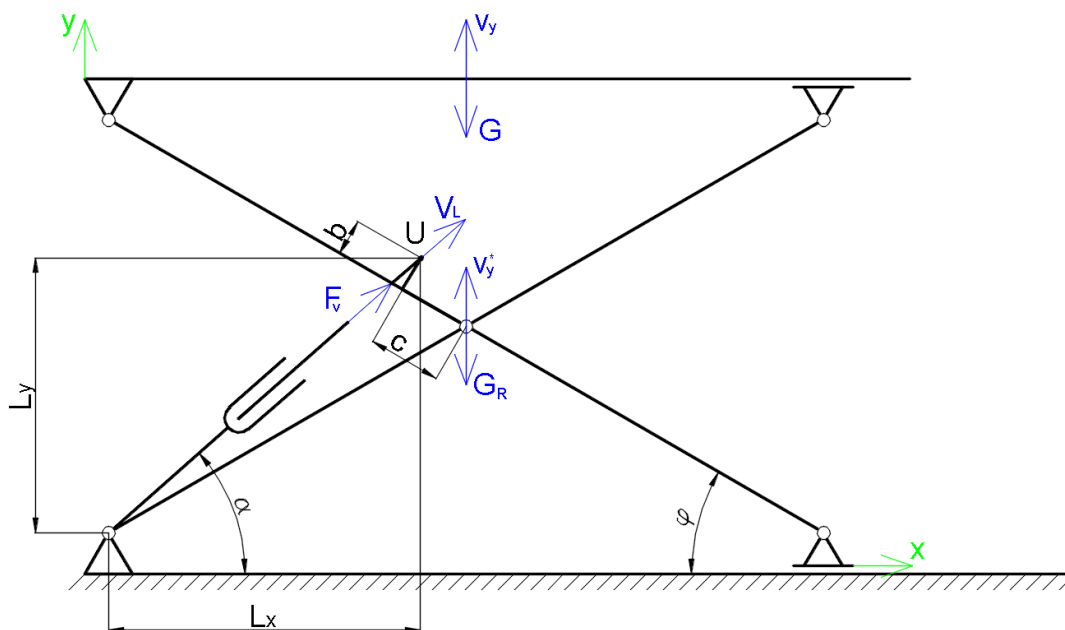
$$F_v = 225\,638,652 \text{ N} \quad (3.16)$$

Jak z metody principu virtuálních prací plyne, tak výsledná síla ve válci je závislá na zatěžující síle k tangentě sklonu pracovního úhlu φ . Síla při nejnižší dovolené poloze a při plném zatížení je značně velká vůči silám při vyšších úhlech, proto je píst velmi namáhán a toto umístění hnacího agregátu se zpravidla neprovádí.



Graf 1 Graf 1 Závislost síly vodorovného válce na úhlu ramena

3.5 Kinematika mechanismu se šikmým pohonem



Obr. 6 Schéma mechanismu se šikmým motorem

Jelikož umístění motoru výrazně ovlivňuje kinematiku, je třeba stanovit nové zdvihové závislosti a to k bodu uchycení hydraulického válce „U“, který je v obr. 6 zakótován pomocnými rozměry „c“ a „b“, kdy $c = 250 \text{ mm}$ a $b = 150 \text{ mm}$.

Proto

$$L_x = \frac{L_R}{2} \cdot \cos(\varphi) - c \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi) \quad (3.17)$$

$$L_y = \frac{L_R}{2} \cdot \sin(\varphi) + c \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi) \quad (3.18)$$

Derivace zdvihových závislostí podle času pak jsou

$$v_{Lx} = \dot{L}_x = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \left[-\frac{L_R}{2} \cdot \sin(\varphi) + c \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi) \right] \cdot \omega = P_x \cdot \omega \quad (3.19)$$

$$v_{Ly} = \dot{L}_y = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \left[\frac{L_R}{2} \cdot \cos(\varphi) + c \cdot \cos(\varphi) - b \cdot \sin(\varphi) \right] \cdot \omega = P_y \cdot \omega \quad (3.20)$$

Kde P_x a P_v jsou tzv. převody.

Rychlost motoru v_L dostaneme derivací Pythagorovy věty podle času

$$L^2 = L_x^2 + L_y^2 \quad (3.21)$$

$$2 \cdot L \cdot v_L = 2 \cdot L_x \cdot v_{Lx} + 2 \cdot L_y \cdot v_{Ly} \quad (3.22)$$

Po dosazení (3.19) a (3.20)

$$v_L \cdot L = L_x \cdot P_x \cdot \omega + L_y \cdot P_y \cdot \omega \quad (3.23)$$

$$v_L = \frac{(L_x \cdot P_x + L_y \cdot P_y) \cdot \omega}{L} = P_L \cdot \omega \quad (3.24)$$

Kde P_L je převod motoru

Výslednou sílu ve válci pak určíme

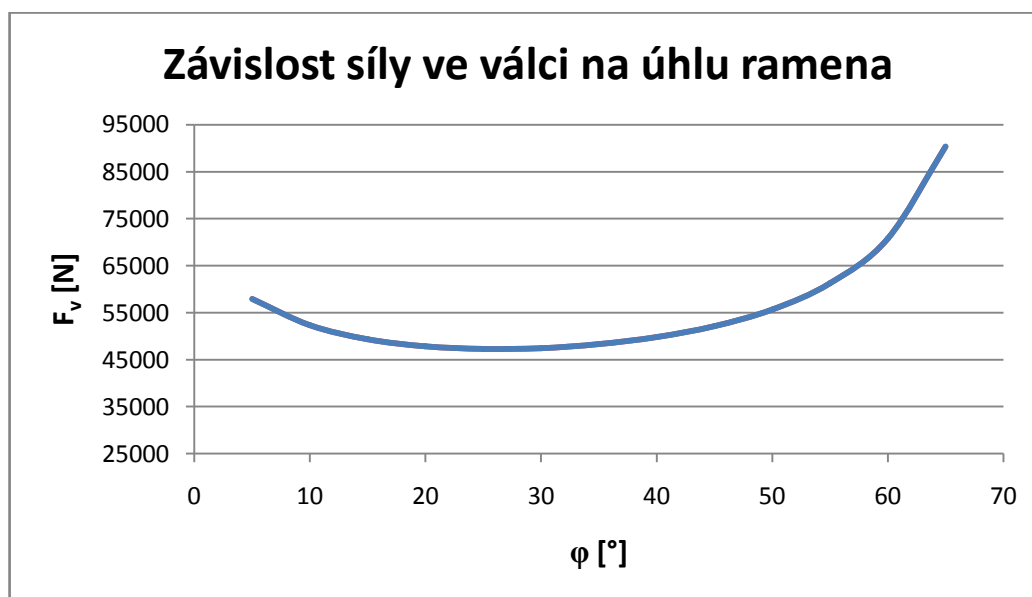
$$F_v \cdot v_L + G \cdot v_y \cdot \cos(180) + 2 \cdot G_R \cdot v_y^* \cdot \cos(180) = 0 \quad (3.25)$$

Po dosazení vztahů (3.7), (3.11) a (3.24) dostaneme výraz

$$F_v = \frac{(G + G_R) \cdot \cos(\varphi) \cdot L_R}{P_L} \quad (3.26)$$

$$F_v = 57\,954,404 \text{ N} \quad (3.27)$$

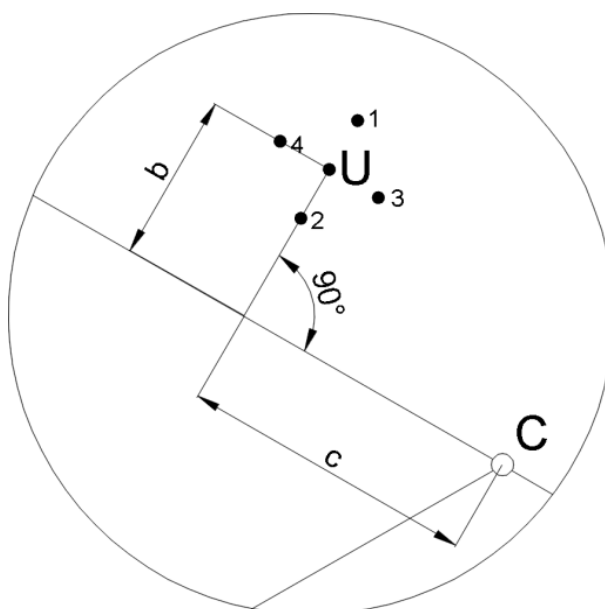
Z grafů je patrné, že se jedná o výhodnější umístění hnacího agregátu, co se týče síl ve válci, kdy jsou tyto síly značně menší a v celém pracovním rozsahu nedochází k výraznějším změnám síly. Proto v praxi převažuje způsob, kdy umístění motoru je šikmo k pevnému rámu.



Graf 2 Závislost síly šikmého válce na úhlu ramena

Kotvení motorů může být provedeno dvojím způsobem a to tzv. do rámu, kdy je motor pevně ukotven k pevnému ramenu a je mu pouze dovolena rotace. V tomto případě veškeré reakční síly pohltí pevný rám. Toto kotvení se používá u mechanismů, kdy je požadována velká zdvihová síla plošiny. Dalším způsobem je kotvení do příčnicku, kdy se motor kromě rotace pohybuje s volným ramenem, a reakční síly jsou rozloženy do konstrukce mechanismu.

Ze zdvihových závislostí (3.19) a (3.20) je patrné, že celkovou sílu F_v v hydraulickém válci ovlivňuje umístění bodů „U“. Nyní bude provedena optimalizace u tohoto bodu, kdy se pomyslně přesune do čtyř různých poloh, viz obr. 7



Obr. 7 Detail optimalizace uchycení motoru

Pak lze pro jednotlivá místa stanovit výsledné hodnoty v nejnižší poloze

Místo	1	2	3	4
Výsledná síla F_v [N]	48 248,327	74 860,081	100 324,333	51 226,003

Tab. 1. Optimalizace bodu „U“

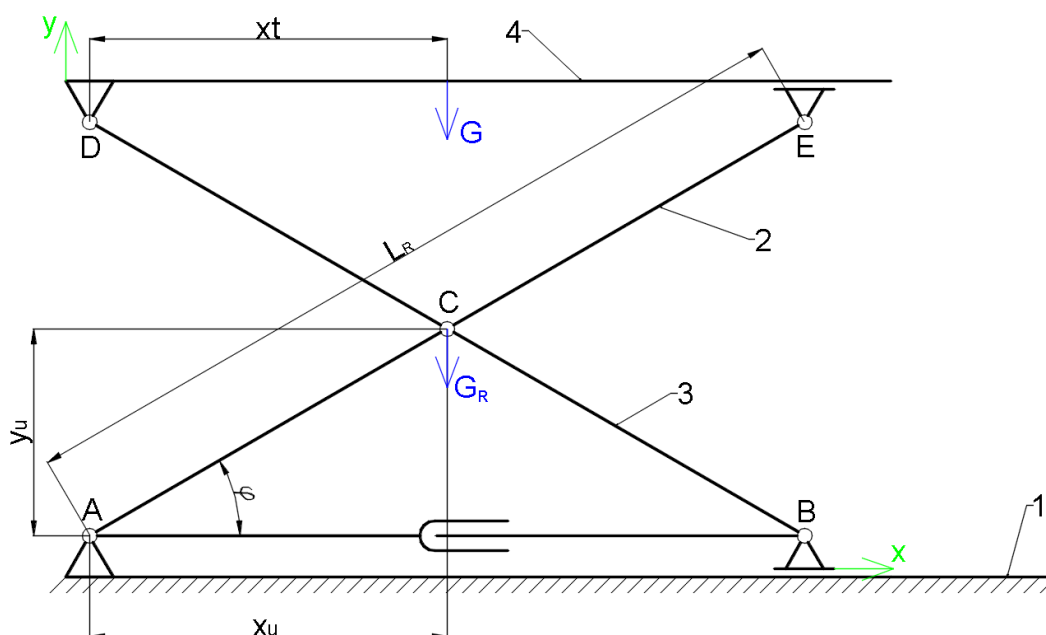
Z Tab. 1. je zřejmé, že síla v hydraulickém válci bude klesat s rostoucím rozměrem „b“ avšak je nutnost brát ohled na celkovou konstrukci mechanismu.

4. Silové řešení

Pro silové řešení bude použita analytická metoda uvolnění, kdy v každém kloubu bude zohledněn třetí Newtonův zákon. Postupně pro obě ramena budou sestaveny tři rovnice rovnováhy a to dvě silové a jedna momentová, u plošiny budou dvě rovnice rovnováhy momentové a jedna silová. Druhá silová rovnice poslouží pro kontrolu správnosti výsledků. Číselné hodnoty budou porovnány s MKP výpočtem. Výhoda této metody jsou oproti principu virtuálních prací, kde je výsledkem pouze jedna síla, reakce ve všech kloubech a síla ve válci. Jelikož výsledné reakce jsou závislé na pracovním úhlu, tak pro číselné výsledky bude uvažována spodní poloha mechanismu, tj. 5° .

4.1 Silové řešení mechanismu s vodorovným pohonem

Číslování částí mechanismu a značení kloubů zůstává zachované, jako tomu bylo v bodě 3.1 s tím, že hnací agregát v tomto případě působí jen jako reakční síla, proto se nebude uvolňovat jako těleso mechanismu.



Obr. 8 Schéma mechanismu s vodorovným pohonem

Následně bude provedeno uvolnění postupně všech ramen mechanismu, kdy budou stanoveny síly v kloubech ve vodorovném a svislém směru. Na plošině je umístěn náklad. Pro výpočet bude uvažován ve středu plošiny při dolní poloze, tj. 5° . Tato vzdálenost je

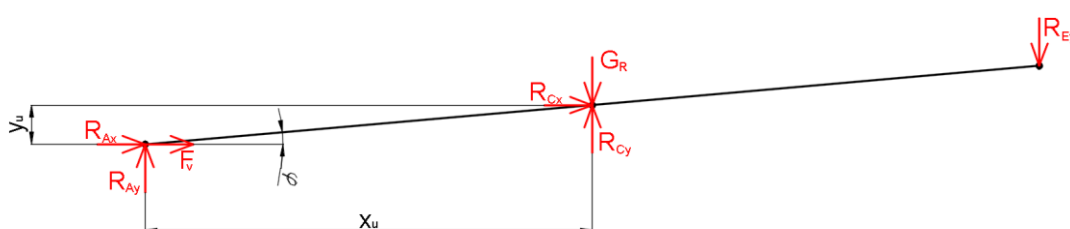
ve schématu zakótovaná kótou x_t . Dále je třeba znát vzdálenosti x_u a y_u , které jsou závislé na pracovním úhlu a zároveň jsou poloviční jako vzdálenosti „x“ a „y“ v bodě 3.2, tedy

$$x_t = \cos(5) \cdot \frac{L_R}{2} \quad (4.1)$$

$$x_u = \cos(\varphi) \cdot \frac{L_R}{2} \quad (4.2)$$

$$y_u = \sin(\varphi) \cdot \frac{L_R}{2} \quad (4.3)$$

Pro pevně uchycené rameno k rámu (rameno „2“) platí následující vztahy



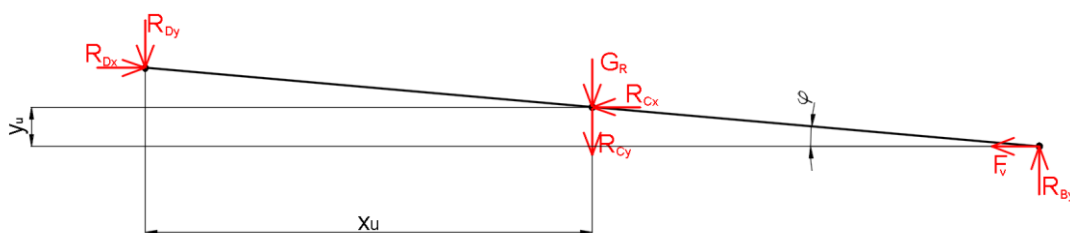
Obr. 9 Uvolnění ramena „2“

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Ax} + F_V + R_{Cx} \quad (4.4)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Ay} + R_{Cy} - R_{Ey} - G_R \quad (4.5)$$

$$\sum M_C = 0 = R_{Ax} \cdot y_u - R_{Ay} \cdot x_u - R_{Ey} \cdot x_u + F_V \cdot y_u \quad (4.6)$$

Pro pohyblivé rameno vůči rámu (rameno „3“) pak platí



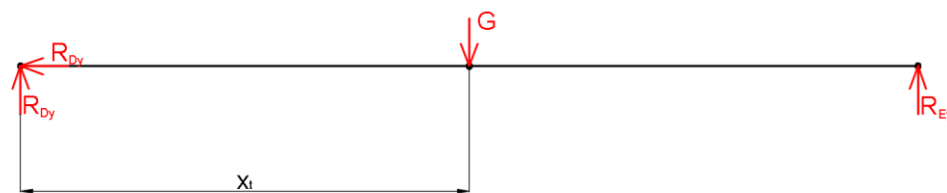
Obr. 10 Uvolnění ramena „3“

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Dx} - F_V - R_{Cx} \quad (4.7)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{By} - R_{Cy} - R_{Dy} - G_R \quad (4.8)$$

$$\sum M_C = 0 = R_{By} \cdot x_u + R_{Dy} \cdot x_u - R_{Dx} \cdot y_u - F_V \cdot y_u \quad (4.9)$$

Konečně pro plošinu (rameno „4“) platí



Obr. 11 Uvolnění ramena „4“ (plošiny)

$$\sum F_{ix} = 0 = -R_{Dx} \quad (4.10)$$

$$\sum M_D = 0 = R_{Ey} \cdot 2 \cdot x_t - G \cdot x_t \quad (4.11)$$

$$\sum M_E = 0 = -R_{Dy} \cdot 2 \cdot x_t + G \cdot x_t \quad (4.12)$$

Na rameni „4“ jsou tři rovnice o třech neznámých, proto tyto rovnice nejsou závislé na zbylých šesti a lze snadno určit hodnoty neznámých, tedy

$$R_{Dx} = 0 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$R_{Ey} = \frac{G}{2} = 9\,807 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$R_{Dy} = \frac{G}{2} = 9\,807 \text{ N} \quad (4.15)$$

Vyjádřením reakcí na rameni „4“ se zjednodušila zbylá soustava rovnic. Pro přehled zapíši soustavu zbylých rovnic do maticového zápisu.

$$[K] \cdot \{n\} = \{v\} \quad (4.16)$$

Pro výpočet matice $\{n\}$ použiji pravidla pro maticové operace a matici výsledků $\{v\}$ vynásobím zleva inverzní maticí koeficientů $[K]$

$$\{n\} = [K]^{-1} \cdot \{v\} \quad (4.17)$$

K výpočtu rovnic byl použit matematický software MathCAD 2014, viz příloha.

Pak lze stanovit číselné hodnoty ve všech kloubech, tedy

$$F_V = 225\,638,652\text{ N} \quad (4.18)$$

$$R_{Ax} = 0\text{ N} \quad (4.19)$$

$$R_{Ay} = 9\,933,824\text{ N} \quad (4.20)$$

$$R_{By} = 9\,933,824\text{ N} \quad (4.21)$$

$$R_{Cx} = -225\,638,652\text{ N} \quad (4.22)$$

$$R_{Cy} = 0\text{ N} \quad (4.23)$$

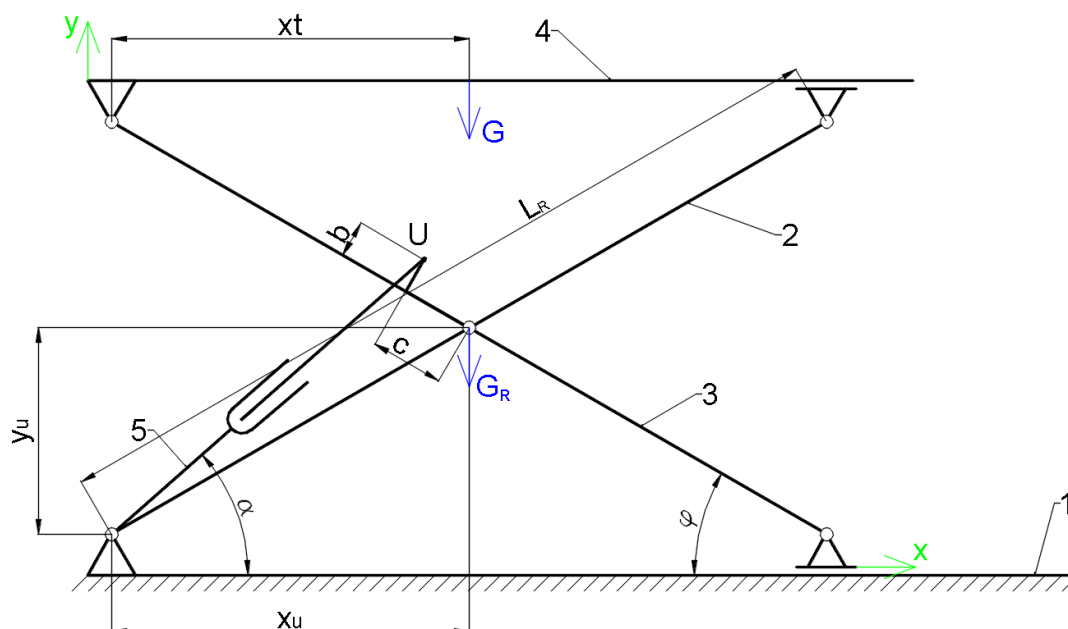
Jako podmínky správnosti výpočtu lze říct, že síly působící na pevný rám musí být v rovnováze

$$R_{Ay} + R_{By} - G - 2 \cdot G_R = 0 \quad (4.24)$$

Dalším kontrolním bodem je porovnání výsledných sil v hnacím agregátu s principem virtuálních prací. Ze zpětné kontroly lze zjistit, že vztahy (3.16) a (4.18) se ani na třetím desetinném místě nemění.

Pakliže jsou tyto podmínky splněny, lze výsledné hodnoty prohlásit za správné.

4.2 Silové řešení mechanismu se šikmým pohonem



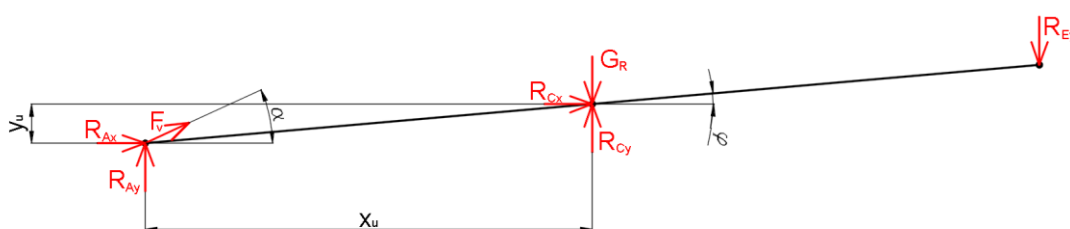
Obr. 12 Schéma mechanismu se šikmým pohonem

Jelikož se jedná o srovnání umístění hnacího agregátu u dvou stejných plošin, platí stejné kritéria a vztahy pro rozměry x_u y_u a x_t jako tomu je v kapitole 4.1 tj. vztahy (4.1),

(4.2) a (4.3). Dále je pro učení složek síly ve válci třeba znát úhel, který tato síla svírá s jedním směrem, přičemž je závislý na úhlu φ . Tento úhel je označen řeckým písmenem α a je vztažen k ose „x“

$$\alpha = \arctan \left[\frac{y_u + c \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)}{x_u - c \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi)} \right] \quad (4.25)$$

Pro pevně uchycené rameno k rámu (rameno „2“) platí následující vztahy



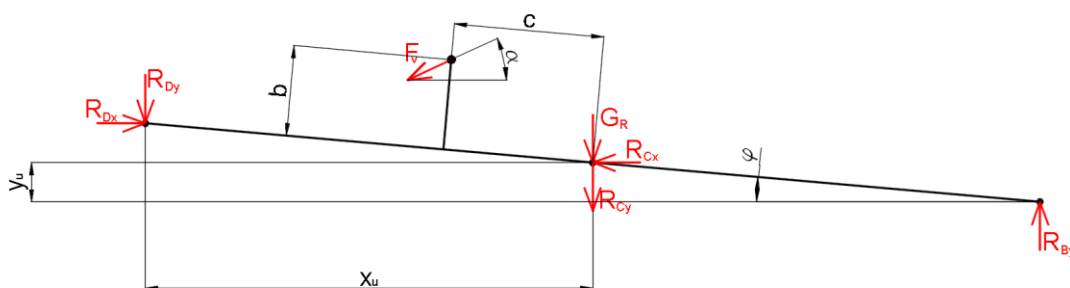
Obr. 13 Uvolnění ramena „2“

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Ax} + F_V \cdot \cos(\alpha) + R_{Cx} \quad (4.26)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Ay} + R_{Cy} - R_{Ey} + F_V \cdot \sin(\alpha) - G_R \quad (4.27)$$

$$\sum M_C = 0 = R_{Ax} \cdot y_u - R_{Ay} \cdot x_u - R_{Ey} \cdot x_u + F_V \cdot \cos(\alpha) \cdot y_u - F_V \cdot \sin(\alpha) \cdot x_u \quad (4.28)$$

Pro pohyblivé rameno vůči rámu (rameno „3“) pak platí



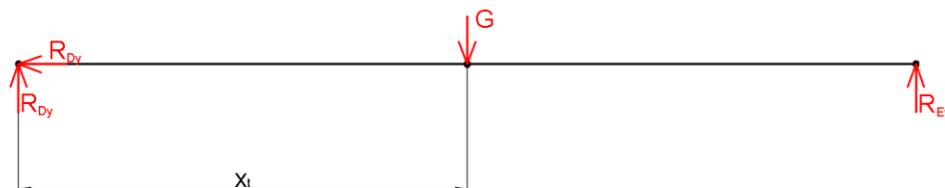
Obr. 14 Uvolnění ramena „3“

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Dx} - F_V \cdot \cos(\alpha) - R_{Cx} \quad (4.29)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{By} - R_{Cy} - R_{Dy} - F_V \cdot \sin(\alpha) - G_R \quad (4.30)$$

$$\begin{aligned}
\sum M_C = 0 = & R_{By} \cdot x_u + R_{Dy} \cdot x_u - R_{Dx} \cdot y_u + \\
& + F_V \cdot \cos(\alpha) \cdot [c \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)] + \\
& + F_V \cdot \sin(\alpha) \cdot [c \cdot \cos(\varphi) - b \cdot \sin(\varphi)]
\end{aligned} \tag{4.31}$$

Konečně pro plošinu (rameno „4“) platí



Obr. 15 Uvolnění ramena „4“ (plošiny)

$$\sum F_{ix} = 0 = -R_{Dx} \tag{4.32}$$

$$\sum M_D = 0 = R_{Ey} \cdot 2 \cdot x_t - G \cdot x_t \tag{4.33}$$

$$\sum M_E = 0 = -R_{Dy} \cdot 2 \cdot x_t + G \cdot x_t \tag{4.34}$$

Na plošině jsou obdobně jako v předchozím příkladě tři rovnice o třech neznámých, proto je lze snadno určit

$$R_{Dx} = 0 \text{ N} \tag{4.35}$$

$$R_{Ey} = \frac{G}{2} = 9\,807 \text{ N} \tag{4.36}$$

$$R_{Dy} = \frac{G}{2} = 9\,807 \text{ N} \tag{4.37}$$

Stejně jako v předchozím případě pro přehled zapíšeme zjednodušenou soustavu šesti rovnic do maticového tvaru

$$[K] \cdot \{n\} = \{v\} \tag{4.38}$$

Kde pro přehlednost zápisu zavedu substituci ze vztahu (4.31)

$$X = \cos(\alpha) \cdot [c \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)] + \sin(\alpha) \cdot [c \cdot \cos(\varphi) - b \cdot \sin(\varphi)] \tag{4.39}$$

Pro výpočet matice $\{n\}$ použijí stejný postup jako v bodě 4.1, proto

$$\{n\} = [K]^{-1} \cdot \{v\} \quad (4.40)$$

Pak lze stanovit číselné hodnoty:

$$F_V = 57\,954,404 \text{ N} \quad (4.41)$$

$$R_{Ax} = 0 \text{ N} \quad (4.42)$$

$$R_{Ay} = 9\,933,824 \text{ N} \quad (4.43)$$

$$R_{By} = 9\,933,824 \text{ N} \quad (4.44)$$

$$R_{Cx} = 52\,594,377 \text{ N} \quad (4.45)$$

$$R_{Cy} = 24\,342,236 \text{ N} \quad (4.46)$$

Síly působící na pevný rám musí být v rovnováze

$$R_{Ay} + R_{By} - G - 2 \cdot G_R = 0 \quad (4.47)$$

Obdobně jako v bodě 4.1 porovnáme výslednou sílu v hnacím agregátu z metody principu virtuálních prací a metodou uvolnění, tj. výsledky (3.27) a (4.41). I zde se výsledek neliší ani na třetím desetinném místě.

Pakliže jsou tyto podmínky splněny, lze výsledné hodnoty prohlásit za správné.

5. Výpočet metodou konečných prvků

Nyní budou porovnány analytické výsledky s MKP modelem pro oba způsoby provedení umístění hydraulického válce.

Pro konečno prvkový výpočet je použit software ANSYS WorkBench 16.0 s řešičem APDL. Model je definován jednorozměrným nosníkovým prvkem BEAM, který umožňuje přenos ohybu. Geometrie modelu je vytvořena střednicemi, kterým se přiřadí požadovaný průřez a určí se jeho orientace. Celý model se skládá ze tří částí. Dvou ramen a hydraulického válce. Pro výpočet reakcí nejsou rozměry ramen a hydraulického válce důležité, proto se může pohon nahradit jednoduchou tyčí anebo se zavede náhrada v podobě pružiny s příslušnou tuhostí. Rozměry ramen jsou zachovány z bodu 2.2. Místo samotné plošiny je v modelu zavedena zatěžující síla, která tuto plošinu charakterizuje a je rozložena rovnoměrně na obě ramena. Další okrajovou podmínkou je uchycení modelu do pevného rámu (okrajové podmínky jsou znázorněny na obr. 16). Aby byla zajištěna reálná funkčnost modelu, je třeba definovat kloubová spojení mezi jednotlivými částmi mechanismu, tj. oběma rameny a hydraulickým válcem. Nakonec byla vytvořena síť prvků, která se po prvním výpočtu zhustila, aby se zamezilo chybnému výpočtu.

Jelikož se jedná o dva identické mechanismy, bude vyobrazen pouze mechanismus se šikmým válcem. Druhý model mechanismu, kdy válec je vodorovný s pevným rámem je součástí přílohy. Stejně jako analytický výpočet, i model uvažujeme jako rovinnou úlohu.

Hydraulický válec se nahradí pružinou a je aplikován postup pro výpočet tuhosti hydraulického obvodu, kdy se tento obvod skládá ze dvou částí a to pístu a hadice.

Pro válec platí

$$k_{\text{valce}} = \frac{K \cdot S^2}{V_0} \quad (5.1)$$

kde: K ... mineralita oleje ($1,3 \div 1,8$) [GPa]

S ... plocha pístu [mm²]

V_0 ... objem pístu [mm³]

Pro hadici platí

$$k_{\text{hadice}} = \frac{E \cdot t \cdot S^2}{d \cdot V_0^*} \quad (5.2)$$

Kde: E ... Modul pružnosti v tahu [GPa]

t ... tloušťka stěny hadice [mm]

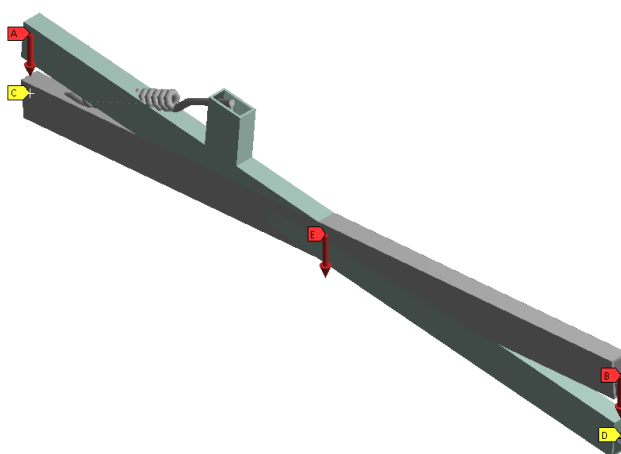
d ... světlost potrubí [mm]

V_0^* ... objem kapaliny v hadici [mm³]

Celková tuhost pak je

$$k_c = \left(\frac{1}{k_{\text{valce}}} + \frac{1}{k_{\text{hadice}}} \right)^{-1} \quad (5.3)$$

- A** Tíhová plošina 1/2: 9807. N
- B** Tíhová plošina 1/2: 9807. N
- C** Kloubová vazba
- D** Posuvná vazba
- E** Tíhová ramena: 253.65 N



Obr. 16 MKP model mechanismu

Porovnání výsledku analytickou metodou a konečno prvkovým výpočtem je uveden v Tab. 2, respektive Tab. 3.

Vodorovné umístění hydraulického válce

Síla/reakce	Analytický výpočet [N]	MKP výpočet [N]
F_V	225 638,652	227 080
R_{Ax}	0	0
R_{Ay}	9 933,824	9 933,8
R_{By}	9 933,824	9 933,8
R_{Cx}	-225 638,652	-227 080
R_{Cy}	0	0
R_{Dx}	0	0
R_{Dy}	9 807	9 807
R_{Ey}	9 807	9 807

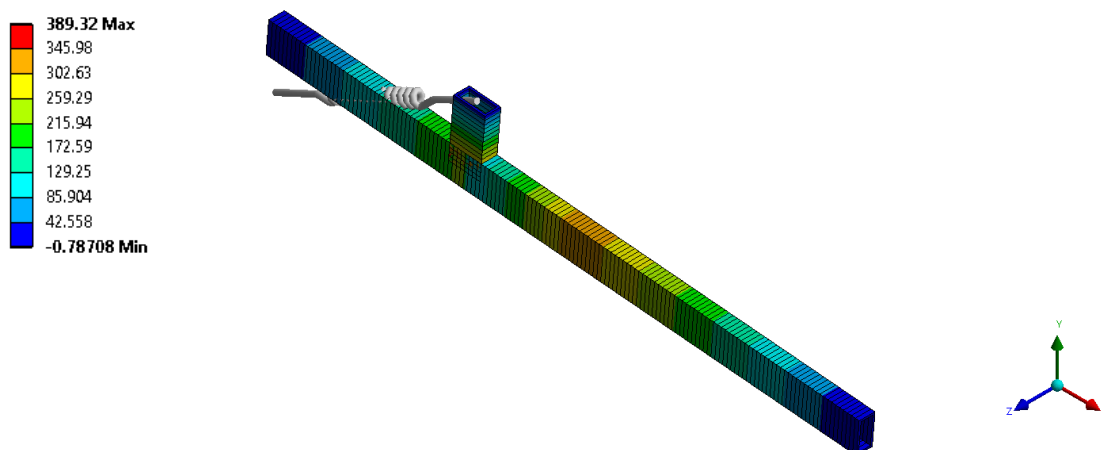
Tab. 2 – Výsledné síly vodorovného válce

Šikmé umístění hydraulického válce

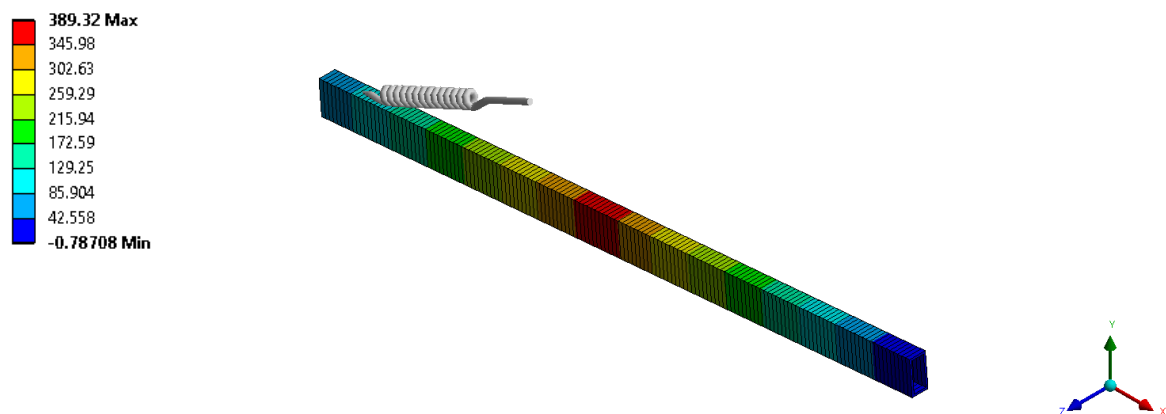
Síla/reakce	Analytický výpočet [N]	MKP výpočet [N]
F_V	57 954,404	57 953,963
R_{Ax}	0	0
R_{Ay}	9 933,824	9 933,8
R_{By}	9 933,824	9 933,8
R_{Cx}	52 594,377	52 594
R_{Cy}	24 342,236	24 469
R_{Dx}	0	0
R_{Dy}	9 807	9 807
R_{Ey}	9 807	9 807

Tab. 2 – Výsledné síly vodorovného válce

Maximální kombinované napětí v MPa na jednotlivých ramenech

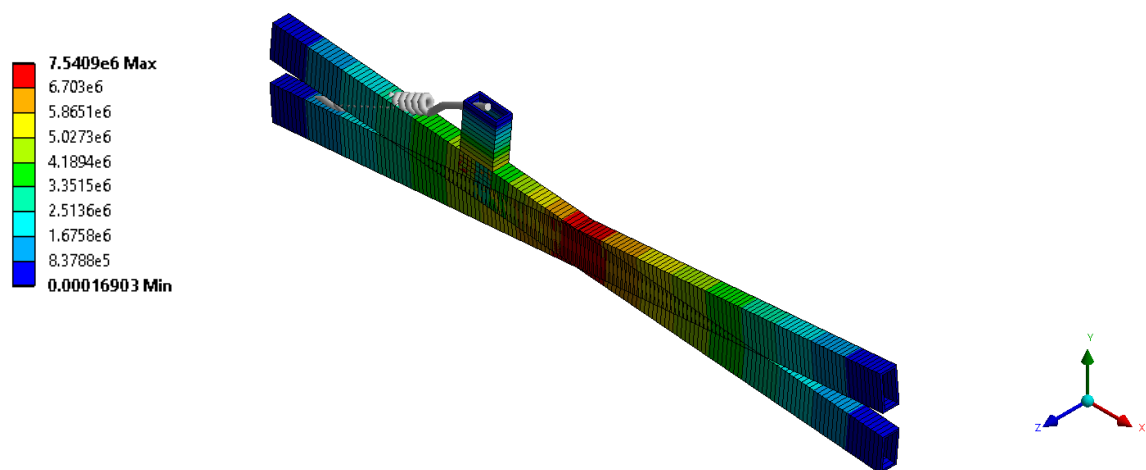


Obr. 17 Kombinované napětí na rameni „1“



Obr. 18 Kombinované napětí na rameni „2“

Průběh ohybovým momentů v N·mm na rameni „1“ a rameni „2“

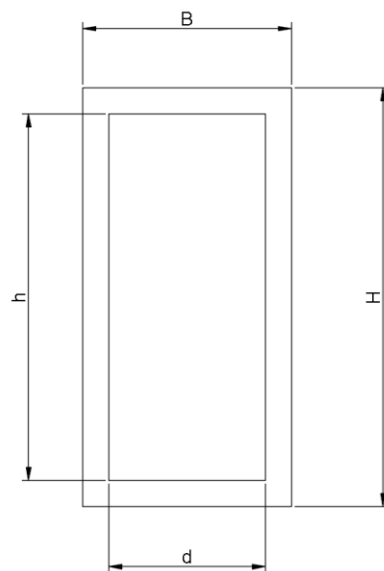


Obr. 19 Ohybové momenty

6. Pevnostní výpočet vybraných dílů

Mezi pevnostní výpočty patří dvě metody a to metoda přímá, která se zabývá výpočtem napětí a deformací. Druhá je metoda nepřímá, kterou se dimenzuje, tj. určují průřezy tak, aby napětí nebo deformace byly menší než dovolená hodnota a stanovuje maximální zatížení, které tyto dovolené deformace s napětím vyvozují.

V tomto případě bude analyticky stanovena pevnostní kontrola napětí a to tahová a ohybová pro ramena „2“ a „3“ obou mechanismů (viz bod 3.1 – obr). Na rozdíl od předchozích výpočtů, kde nebyl v úvahu brán průřez ramene, a celá konstrukce se chápala jako prutová, nám zde do výpočtu vstupují průřezové charakteristiky, jako jsou plocha a moment setrvačnosti v ohybu, které ovlivňují chování konstrukce, kdy při použití tenkostěnných materiálů je zařízení lehčí, ale má přibližně stejnou únosnost. Dále nám do výpočtu vstupuje maximální tahová síla a maximální ohybový moment. Pro určení těchto hodnot je vhodné stanovení průběhu vnitřních statických účinků na konkrétní poloze ramena, proto výsledné reakce z kapitoly 4 budou přepočítané. Přepočítání se aplikuje tak, že veškeré síly v kloubu sklopí do posuvného respektive normálového směru. Pro výpočet ohybových napětí je třeba pro každý kloub napsat momentové rovnice, které budou psány tzv. zleva, tj. bude se uvažovat pouze levá strana nosníku.



Obr. 20 Profil ramene

Rozměr „d“ a „h“ jsou vnitřní rozměry profilu a lze je určit jako

$$d = B - 2 \cdot t \quad (6.1)$$

$$h = H - 2 \cdot t \quad (6.2)$$

Plochu průřezu lze stanovit

$$S_p = B \cdot H - d \cdot h \quad (6.3)$$

A moment setrvačnosti v ohybu určíme

$$W_0 = \frac{B \cdot H^3 - d \cdot h^3}{6 \cdot H} \quad (6.4)$$

Jednotlivé složky napětí pak vypočítáme od

Normálových sil

$$\sigma_{tN} = \frac{F_{N\max}}{S_p} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.5)$$

Posuvných sil

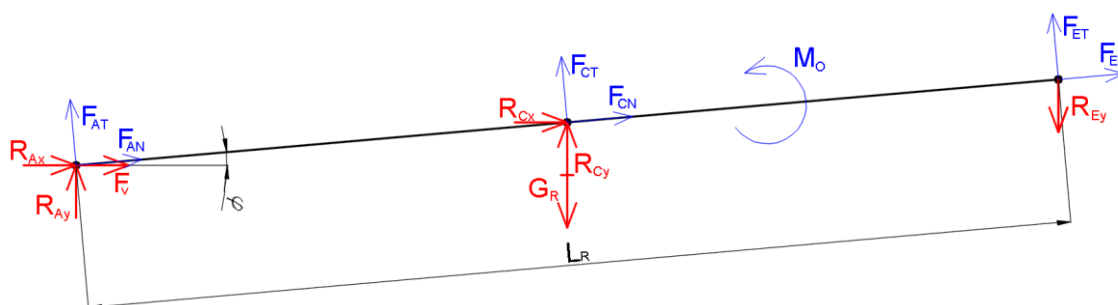
$$\sigma_{tT} = \frac{F_{T\max}}{S_p} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.6)$$

Ohybových momentů

$$\sigma_0 = \frac{M_{0\max}}{W_0} \leq \sigma_{D0} \quad (6.7)$$

6.1 Vnitřní statické účinky mechanismu s vodorovným pohonem

Rameno „2“



Obr. 21 Schéma ramena „2“

Normálové síly

$$F_{AN} = R_{Ax} \cdot \cos(\varphi) + R_{Ay} \cdot \sin(\varphi) + F_V \cdot \cos(\varphi) \quad (6.8)$$

$$F_{CN} = R_{Cx} \cdot \cos(\varphi) + R_{Cy} \cdot \sin(\varphi) + G_R \cdot \sin(\varphi) \quad (6.9)$$

$$F_{EN} = -R_{Ey} \cdot \sin(\varphi) \quad (6.10)$$

Posouvající síly

$$F_{AT} = -R_{Ax} \cdot \sin(\varphi) + R_{Ay} \cdot \cos(\varphi) - F_V \cdot \sin(\varphi) \quad (6.11)$$

$$F_{CT} = -R_{Cx} \cdot \sin(\varphi) + R_{Cy} \cdot \cos(\varphi) - G_R \cdot \cos(\varphi) \quad (6.12)$$

$$F_{ET} = -R_{Ey} \cdot \cos(\varphi) \quad (6.13)$$

Ohybové momenty

$$M_{OA} = 0 \quad (6.14)$$

$$M_{OC} = -F_{AT} \cdot \frac{L_R}{2} \quad (6.15)$$

$$M_{OE} = -F_{AT} \cdot L_R - F_{CT} \cdot \frac{L_R}{2} \quad (6.16)$$

Stejně jako zbylé výpočty uvažujeme pro číselné hodnoty nejnižší polohu mechanismu, kdy je pracovní úhel $\varphi = 5^\circ$.

Pak lze stanovit číselné výsledky, kdy kladné hodnoty značí tah a záporné tlak

$$F_{AN} = 225\,645,819 \text{ N} \quad (6.17)$$

$$F_{CN} = -224\,791,082 \text{ N} \quad (6.18)$$

$$F_{EN} = -854,736 \text{ N} \quad (6.19)$$

$$F_{AT} = -9\,769,682 \text{ N} \quad (6.20)$$

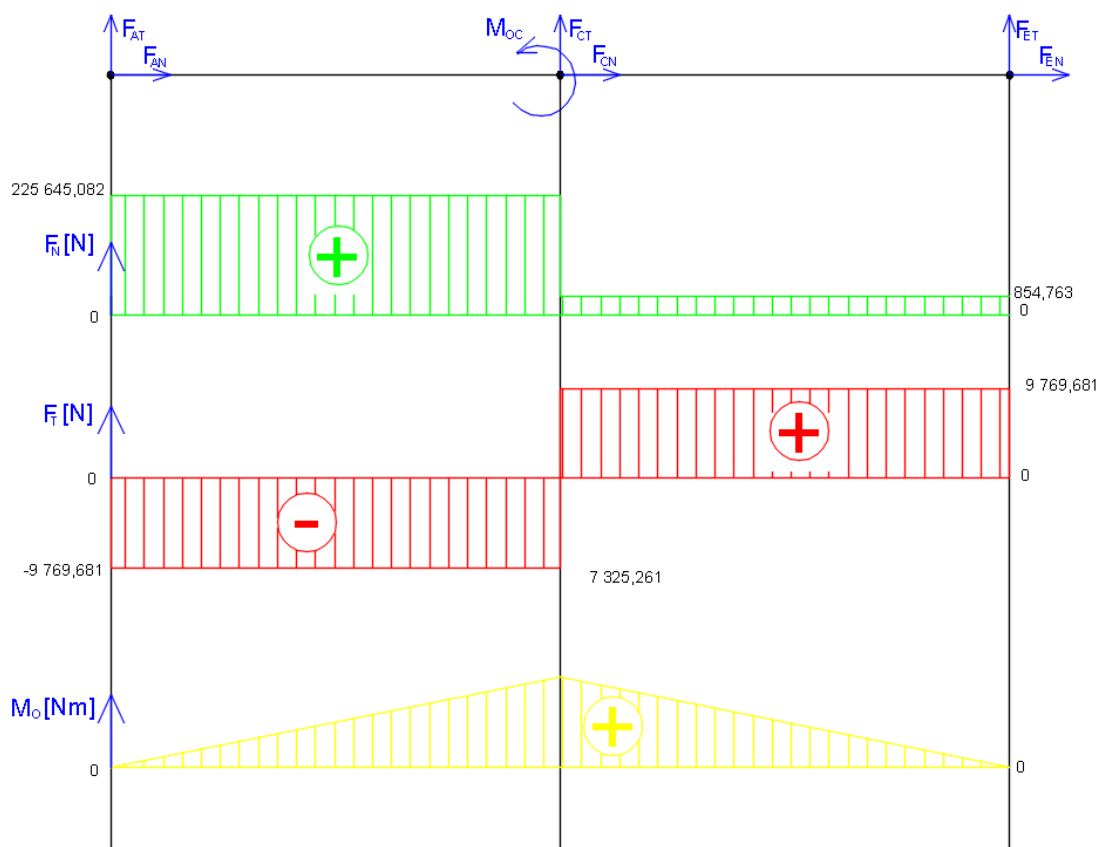
$$F_{CT} = 19\,539,363 \text{ N} \quad (6.21)$$

$$F_{ET} = -9\,769,681 \text{ N} \quad (6.22)$$

$$M_{OA} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.23)$$

$$M_{OC} = 7\,528,185 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.24)$$

$$M_{OE} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.25)$$



Obr. 22 Průběh vnitřních statických účinků na rameni „2“

Z obr. 22 je patrné, že místo s největšími normálovými silami je mezi body „A“ a „C“. U posouvajících sil jsou hodnoty stejné, mění se pouze tlak v tah a u ohybových momentů je to v bodě „C“. Jelikož v těchto místech je největší síla, respektive moment, pevnostní kontrola se bude provádět právě zde.

$$F_{N\max} = F_{AN} \quad (6.26)$$

$$F_{T\max} = F_{AT} \quad (6.27)$$

$$M_{O\max} = M_{OC} \quad (6.28)$$

Výše uvedené výsledky dosadíme do vztahů (6.5), (6.6) a (6.7), pak platí

Pro normálové síly

$$\sigma_{tN} = 205.133 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.29)$$

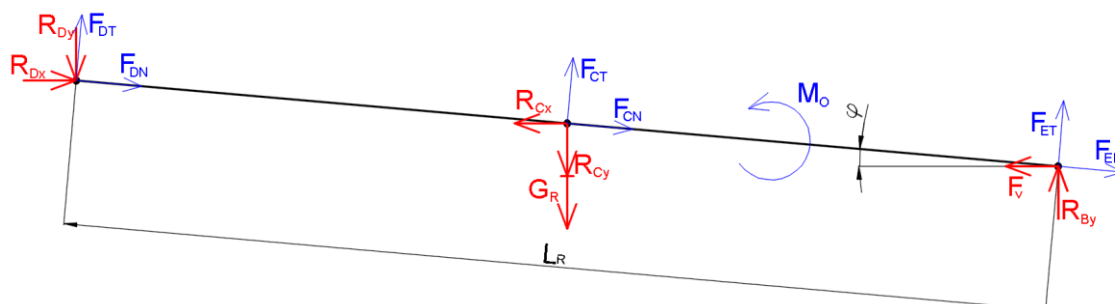
Pro posuvné síly

$$\sigma_{tT} = 8.882 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.30)$$

Ohybové momenty

$$\sigma_0 = 354,615 \text{ MPa} \leq \sigma_{D0} \quad (6.31)$$

Rameno „3“



Obr. 23 Schéma ramena „3“

Normálové síly

$$F_{DN} = R_{Dx} \cdot \cos(\varphi) + R_{Dy} \cdot \sin(\varphi) \quad (6.32)$$

$$F_{CN} = -R_{Cx} \cdot \cos(\varphi) + R_{Cy} \cdot \sin(\varphi) + G_R \cdot \sin(\varphi) \quad (6.33)$$

$$F_{BN} = -R_{By} \cdot \sin(\varphi) - F_V \cdot \cos(\varphi) \quad (6.34)$$

Posouvající síly

$$F_{DT} = R_{Dx} \cdot \sin(\varphi) - R_{Dy} \cdot \cos(\varphi) \quad (6.35)$$

$$F_{CT} = -R_{Cx} \cdot \sin(\varphi) - R_{Cy} \cdot \cos(\varphi) - G_R \cdot \cos(\varphi) \quad (6.36)$$

$$F_{BT} = R_{By} \cdot \cos(\varphi) - F_V \cdot \sin(\varphi) \quad (6.37)$$

Ohybové momenty

$$M_{OD} = 0 \quad (6.38)$$

$$M_{OC} = -R_{DT} \cdot \frac{L_R}{2} \quad (6.39)$$

$$M_{OE} = -R_{DT} \cdot L_R - R_{CT} \cdot \frac{L_R}{2} \quad (6.40)$$

Stejně jako zbylé výpočty uvažujeme pro číselné hodnoty nejnižší polohu mechanismu, kdy je pracovní úhel $\varphi = 5^\circ$.

Pak lze stanovit číselné výsledky, kdy kladné hodnoty značí tah a záporné tlak

$$F_{DN} = 854,736 \text{ N} \quad (6.41)$$

$$F_{CN} = 224\,791,082 \text{ N} \quad (6.42)$$

$$F_{BN} = -225\,645,189 \text{ N} \quad (6.43)$$

$$F_{DT} = -9\,769,681 \text{ N} \quad (6.44)$$

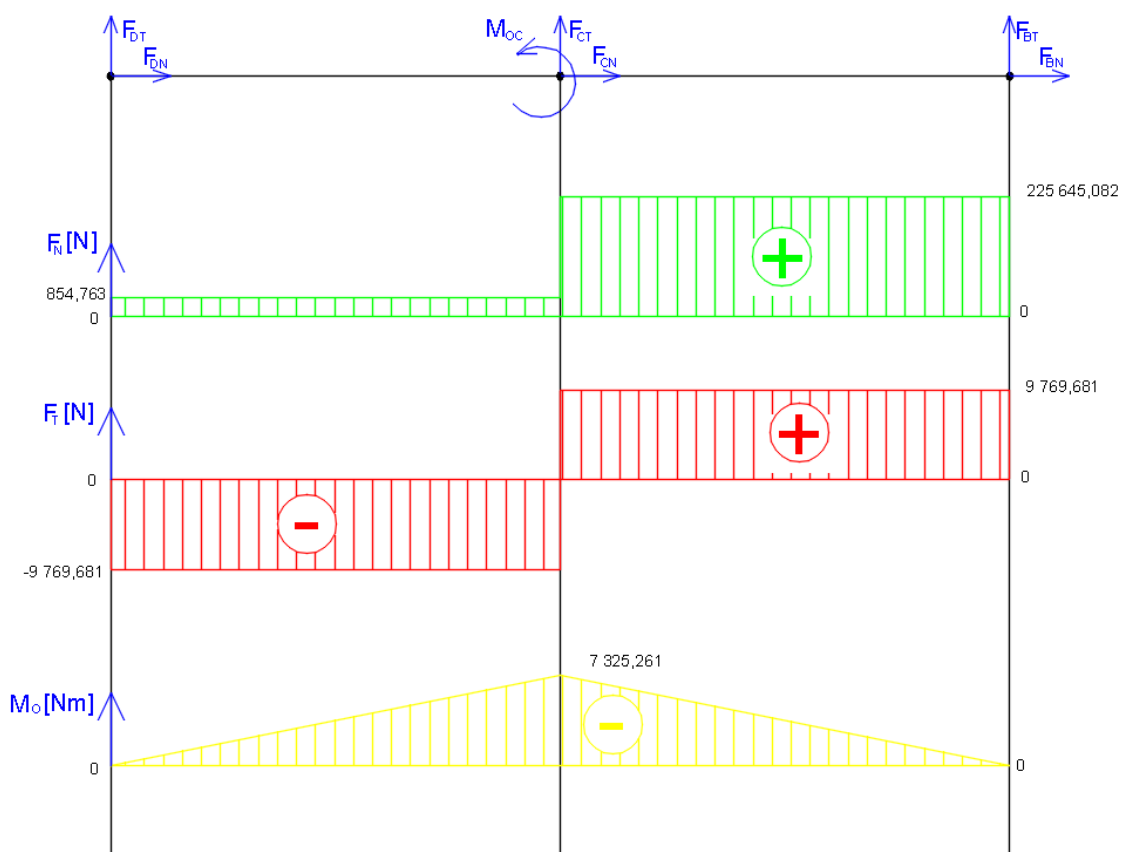
$$F_{CT} = 19\,539,363 \text{ N} \quad (6.45)$$

$$F_{BT} = -9\,769,682 \text{ N} \quad (6.46)$$

$$M_{OD} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.47)$$

$$M_{OC} = 7\,325,261 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.48)$$

$$M_{OE} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.49)$$

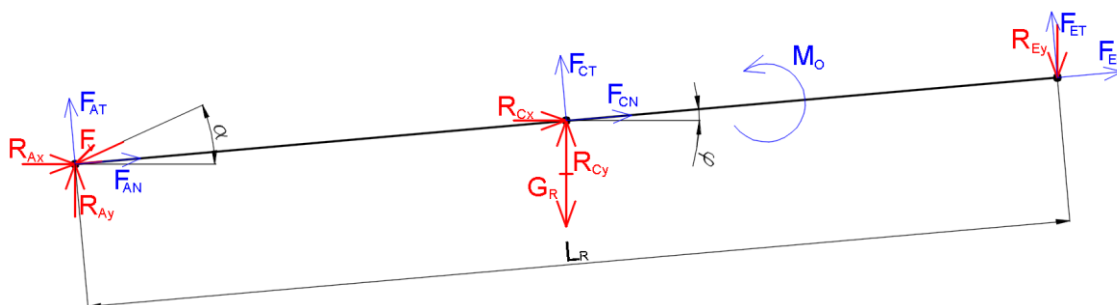


Obr. 24 Průběh vnitřních statických účinků na rameni „3“

Z obr. 24 lze usoudit, že průběhy jsou velmi podobné jako u ramene „2“ a z porovnání číselných výsledků je zřejmé, že se jedná i o stejné hodnoty, proto můžeme prohlásit, že platí vztahy (6.32), (6.33) a (6.34).

6.2 Vnitřní statické účinky na mechanismu se šikmým pohonem

Rameno „2“



Obr. 25 Schéma ramena „2“

Normálové síly

$$F_{AN} = -F_V \cdot \cos(\alpha - \varphi) + R_{Ax} \cdot \cos(\varphi) + R_{Ay} \cdot \sin(\varphi) \quad (6.50)$$

$$F_{CN} = R_{Cx} \cdot \cos(\varphi) + R_{Cy} \cdot \sin(\varphi) - G_R \cdot \sin(\varphi) \quad (6.51)$$

$$F_{EN} = -R_{Ey} \cdot \sin(\varphi) \quad (6.52)$$

Posouvající síly

$$F_{AT} = -F_V \cdot \sin(\alpha - \varphi) + R_{Ay} \cdot \cos(\varphi) - R_{Ax} \cdot \sin(\varphi) \quad (6.53)$$

$$F_{CT} = -R_{Cx} \cdot \sin(\varphi) + R_{Cy} \cdot \cos(\varphi) - G_R \cdot \cos(\varphi) \quad (6.54)$$

$$R_{ET} = -R_{Ey} \cdot \cos(\varphi) \quad (6.55)$$

Ohybové momenty

$$M_{OA} = 0 \quad (6.56)$$

$$M_{OC} = -F_{AT} \cdot \frac{L_R}{2} \quad (6.57)$$

$$M_{OE} = -F_{CT} \cdot L_R - F_{CT} \cdot \frac{L_R}{2} \quad (6.58)$$

Stejně jako zbylé výpočty uvažujeme pro číselné hodnoty nejnižší polohu mechanismu, kdy je pracovní úhel $\varphi = 5^\circ$.

Pak lze stanovit číselné výsledky, kdy kladné hodnoty značí tah a záporné tlak

$$F_{AN} = -53\,650,049 \text{ N} \quad (6.59)$$

$$F_{CN} = 54\,504,752 \text{ N} \quad (6.60)$$

$$F_{EN} = -854,736 \text{ N} \quad (6.61)$$

$$F_{AT} = -9\,769,682 \text{ N} \quad (6.62)$$

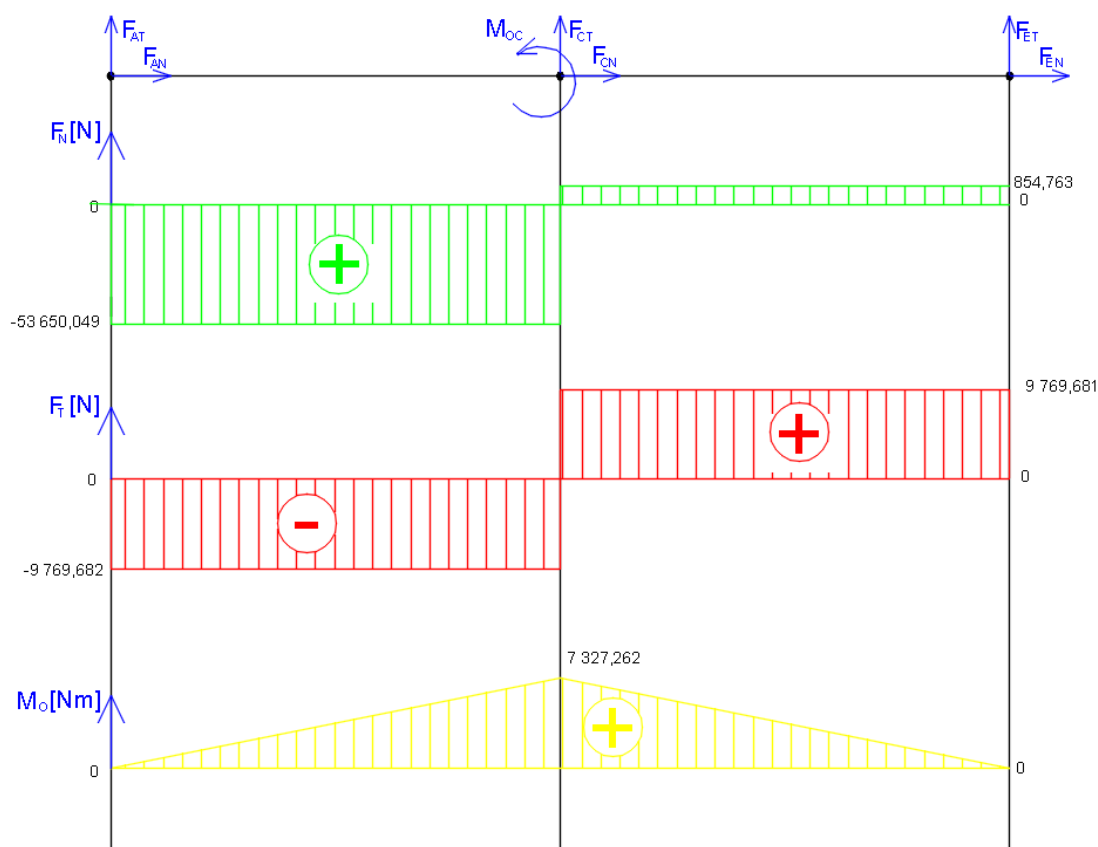
$$F_{CT} = 19\,539,363 \text{ N} \quad (6.63)$$

$$F_{ET} = -9\,769,681 \text{ N} \quad (6.64)$$

$$M_{OA} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.65)$$

$$M_{OC} = 7\,327,262 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.66)$$

$$M_{OE} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.67)$$



Obr. 26 Průběh vnitřních statických účinků na rameni „2“

Z obr. 26 je patrné, že místo s největšími normálovými silami je mezi body „A“ a „C“. U posouvajících sil jsou hodnoty stejné, mění se pouze tlak v tah a u ohybových momentů je to v bodě „C“. Jelikož v těchto místech je největší síla, respektive moment, pevnostní kontrola se bude provádět právě zde.

$$F_{N\max} = F_{AN} \quad (6.68)$$

$$F_{T\max} = F_{AT} \quad (6.69)$$

$$M_{O\max} = M_{OC} \quad (6.70)$$

Výše uvedené výsledky dosadíme do vztahů (6.5), (6.6) a (6.7), pak platí

Pro normálové síly

$$\sigma_{tN} = 48,773 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.71)$$

Pro posuvné síly

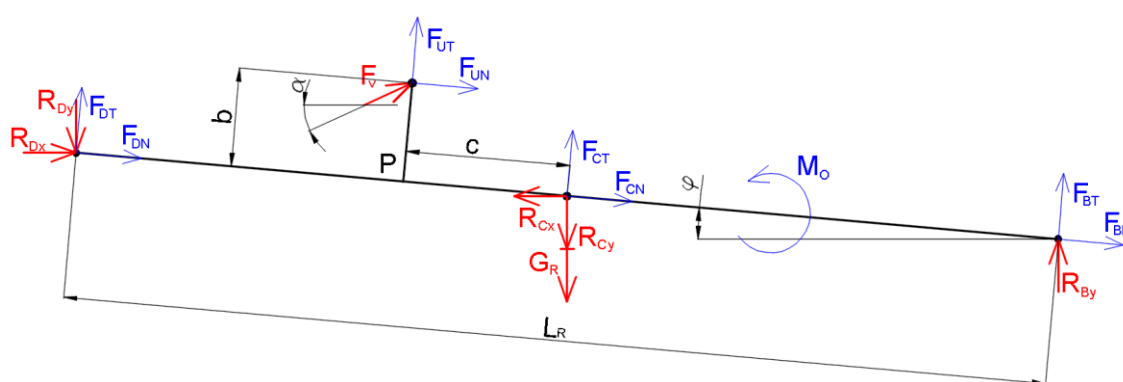
$$\sigma_{tT} = 8,882 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.72)$$

Ohybové momenty

$$\sigma_0 = 354,151 \text{ MPa} \leq \sigma_{D0} \quad (6.73)$$

Rameno „3“

U tohoto ramene je nutno zohlednit i kloub „U“ ke kterému je uchycen hnací agregát



Obr. 27 Průběh vnitřních statických účinků na rameni „3“

Uchycení hnacího agregátu, které je v bodě „U“ a jenž neleží v ose ramene, způsobuje přidavný ohyb, proto se musí určit i moment v bodě, který leží v ose ramene a kolmo pod uchycením. Tento bod nazveme bodem „P“. Na posouvající a normálové síly má tento bod minimální vliv, protože zde přímo nepůsobí žádná síla.

Normálové síly

$$F_{DN} = R_{Dx} \cdot \cos(\varphi) + R_{Dy} \cdot \sin(\varphi) \quad (6.74)$$

$$F_{CN} = -R_{Cx} \cdot \cos(\varphi) + R_{Cy} \cdot \sin(\varphi) + G_R \cdot \sin(\varphi) \quad (6.75)$$

$$R_{BN} = -R_{By} \cdot \sin(\varphi) \quad (6.76)$$

$$F_{UN} = F_V \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (6.77)$$

Posouvající síly

$$F_{DT} = R_{Dx} \cdot \sin(\varphi) - R_{Dy} \cdot \cos(\varphi) \quad (6.78)$$

$$F_{CT} = -R_{Cx} \cdot \sin(\varphi) - R_{Cy} \cdot \cos(\varphi) - G_R \cdot \cos(\varphi) \quad (6.79)$$

$$F_{BT} = R_{By} \cdot \cos(\varphi) \quad (6.80)$$

$$F_{UT} = F_V \cdot \sin(\alpha + \varphi) \quad (6.81)$$

Ohybové momenty

$$M_{OA} = 0 \quad (6.82)$$

$$M_{OC} = -F_{DT} \cdot \frac{L_R}{2} - F_{UT} \cdot c - F_{UN} \cdot b \quad (6.83)$$

$$M_{OB} = -F_{DT} \cdot L_R - F_{CT} \cdot \frac{L_R}{2} - F_{UT} \cdot \left(\frac{L_R}{2} + c\right) - F_{UN} \cdot b \quad (6.84)$$

$$M_{OU} = F_{DN} \cdot b - F_{DT} \cdot \left(\frac{L_R}{2} - c\right) \quad (6.85)$$

$$M_{OP} = -F_{DT} \cdot \left(\frac{L_R}{2} - c\right) - F_{UN} \cdot b \quad (6.86)$$

Stejně jako zbylé výpočty uvažujeme pro číselné hodnoty nejnižší polohu mechanismu, kdy je pracovní úhel $\varphi = 5^\circ$.

Pak lze stanovit číselné výsledky, kdy kladné hodnoty značí tah a záporné tlak

$$F_{DN} = 854,736 \text{ N} \quad (6.87)$$

$$F_{CN} = -50\,261,62 \text{ N} \quad (6.88)$$

$$F_{BN} = -865,79 \text{ N} \quad (6.89)$$

$$F_{UN} = 50\,272,723 \text{ N} \quad (6.90)$$

$$F_{DT} = -9\,769,981 \text{ N} \quad (6.91)$$

$$F_{CT} = -28\,959,85 \text{ N} \quad (6.92)$$

$$F_{BT} = 9\,896,023 \text{ N} \quad (6.93)$$

$$F_{UT} = 28\,833,423 \text{ N} \quad (6.94)$$

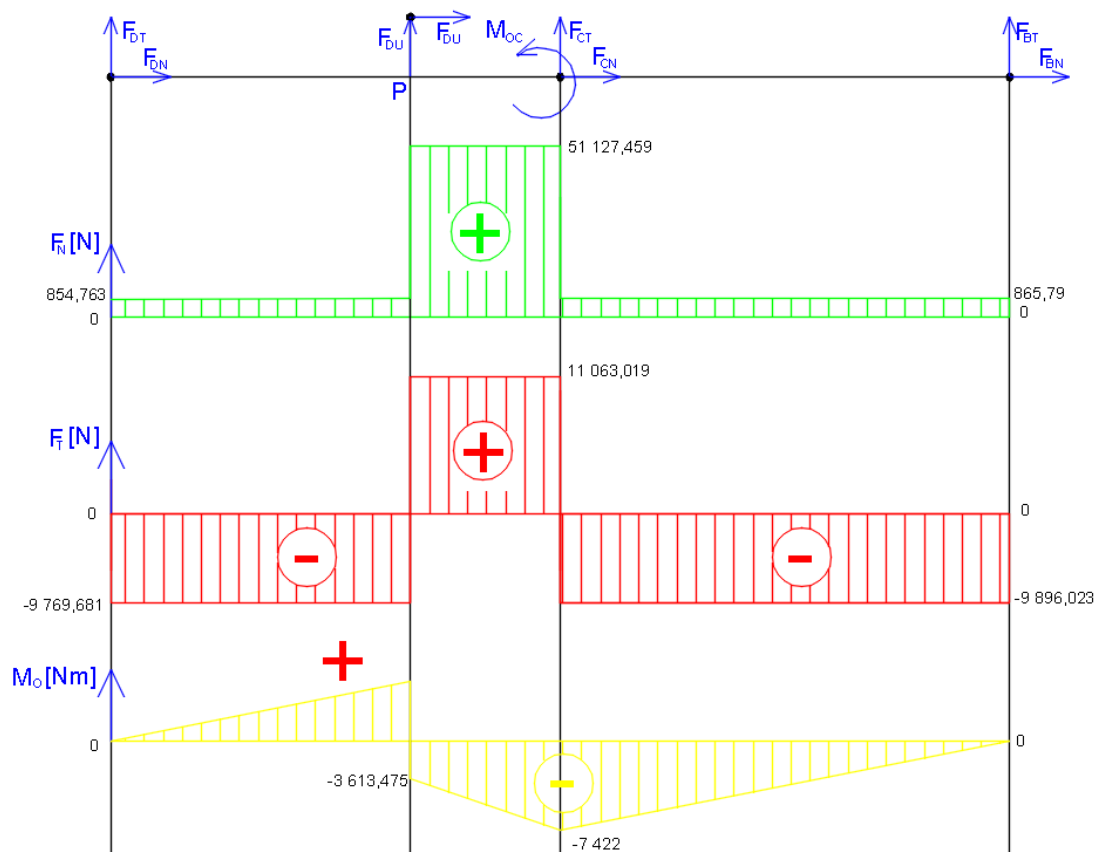
$$M_{OA} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.95)$$

$$M_{OC} = -7\,422 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.96)$$

$$M_{OB} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.97)$$

$$M_{OU} = 5\,013,051 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.98)$$

$$M_{OP} = -8\,636,526 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.99)$$



Obr. 28 Průběh vnitřních statických účinků na rameni „3“

Z průběhu napětí zobrazené na obr. 28 je patrné, že největší hodnota normálové síly je mezi body „U“ a „C“ stejně jako u sil posouvajících. Největší ohybový moment vzniká v bodě „C“. Tedy lze prohlásit, že

$$F_{N\max} = F_{AN} + F_{UN} \quad (6.100)$$

$$F_{T\max} = F_{AT} + F_{UT} \quad (6.101)$$

$$M_{O\max} = M_{OC} \quad (6.102)$$

Výše uvedené výsledky dosadíme do vztahů (6.5), (6.6) a (6.7), pak platí

Pro normálové síly

$$\sigma_{tN} = 46,48 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.103)$$

Pro posuvné síly

$$\sigma_{tT} = 10,057 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.104)$$

Ohybové momenty

$$\sigma_0 = 349,613 \text{ MPa} \leq \sigma_{D0} \quad (6.105)$$

7. Více sekční plošina

Nyní bude aplikován obdobný postup na více sekčním zvedacím mechanismu. Konkrétním mechanismem bude terénní čtyř-sečná plošina. Úlohu opět zjednodušíme na rovinnou. Hnací agregát je kvůli vyššímu počtu ramen umístěn mezi rameny, nikoli v kloubu pevného ramena. Všechna ramena jsou navzájem spojena, jako u jedno-sekční plošiny kloubově, to výrazně ovlivní počet rovnic rovnováhy při stanovování reakcí a ohybových momentů. Zatížení plošiny je opět bráno jako nejméně příznivý stav. Pro výpočet jsou uvažovány následné parametry:

Profil ramene $B \times H \times t$: 50 x 100 x 6 mm

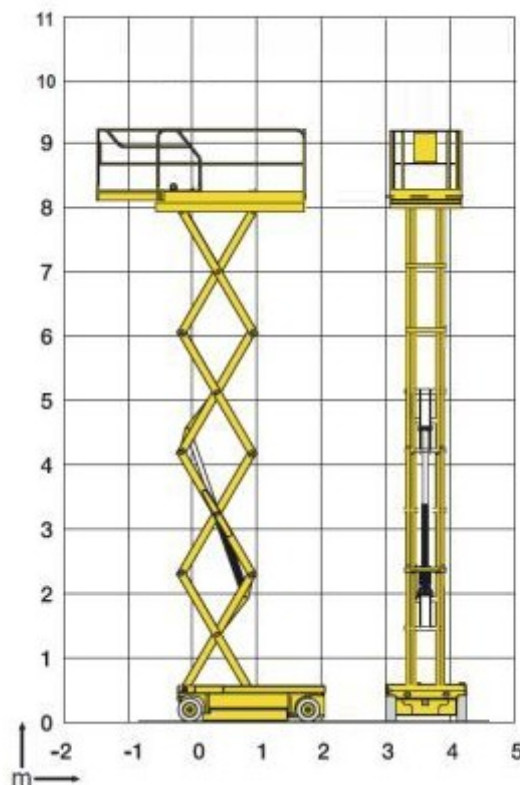
Délka ramene L_R : 2 000 mm

Rozměr plošiny $d \times š \times v$: 2 000 x 1 200 x 30 mm

Nosnost plošiny m_k : 450 kg

Materiál: Konstrukční ocel třídy S s hustotou $7\,850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

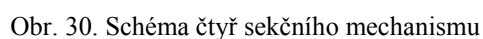
Z výše uvedených parametru plyne celková tíhová síla zatížené plošiny $G = 9\,956,066\text{ N}$, a tíhová síla ramene $G_R = 254,975\text{ N}$



Obr. 29 čtyř-sečná plošina

7.1 Kinematika více-sekčního mechanismu

Stejně jako u jedno-sekční plošiny jsou stanoveny základní kinematické vztahy pohybu plošiny ze zdvihové závislosti, kdy dráha je závislá na pracovní úhlu φ a rychlost je její časovou derivací


$$x = \cos(\varphi) \cdot L_{\text{R}} \quad (7.1)$$

$$y = \sin(\varphi) \cdot 4 \cdot L_{\text{R}} \quad (7.2)$$

$$v_x = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = -\sin(\varphi) \cdot L_R \cdot \omega \quad (7.3)$$

$$v_y = \dot{y} = \frac{dx}{dt} = \cos(\varphi) \cdot 4 \cdot L_R \cdot \omega \quad (7.4)$$

$$v_y^* = \frac{v_y}{4} \quad (7.5)$$

Pro hnací agregát umístěn mezi klouby „U₁“ a „U₂“ lze stanovit zdvihové závislosti

$$L_x = L_R \cdot \cos(\varphi) - 2 \cdot c \cdot \cos(\varphi) + 2 \cdot b \cdot \sin(\varphi) \quad (7.6)$$

$$L_y = L_R \cdot \sin(\varphi) + 2 \cdot c \cdot \sin(\varphi) + 2 \cdot b \cdot \cos(\varphi) \quad (7.7)$$

Derivace zdvihových závislostí podle času pak jsou

$$v_{Lx} = \dot{L}_x = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = [-L_R \cdot \sin(\varphi) + 2 \cdot c \cdot \sin(\varphi) + 2 \cdot b \cdot \cos(\varphi)] \cdot \omega = P_x \cdot \omega \quad (7.8)$$

$$v_{Ly} = \dot{L}_y = \frac{dy}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = [L_R \cdot \cos(\varphi) + 2 \cdot c \cdot \cos(\varphi) - 2 \cdot b \cdot \sin(\varphi)] \cdot \omega = P_y \cdot \omega \quad (7.9)$$

Rychlost motoru v_L dostaneme derivací Pythagorovy věty podle času

$$L^2 = L_x^2 + L_y^2 \quad (7.10)$$

$$2 \cdot L \cdot v_L = 2 \cdot L_x \cdot v_{Lx} + 2 \cdot L_y \cdot v_{Ly} \quad (7.11)$$

Po dosazení (7.8) a (7.9)

$$v_L \cdot L = L_x \cdot P_x \cdot \omega + L_y \cdot P_y \cdot \omega \quad (7.12)$$

$$v_L = \frac{(L_x \cdot P_x + L_y \cdot P_y) \cdot \omega}{L} = P_L \cdot \omega \quad (7.13)$$

Kde P_L je převod motoru

Výslednou sílu ve válci pak určíme

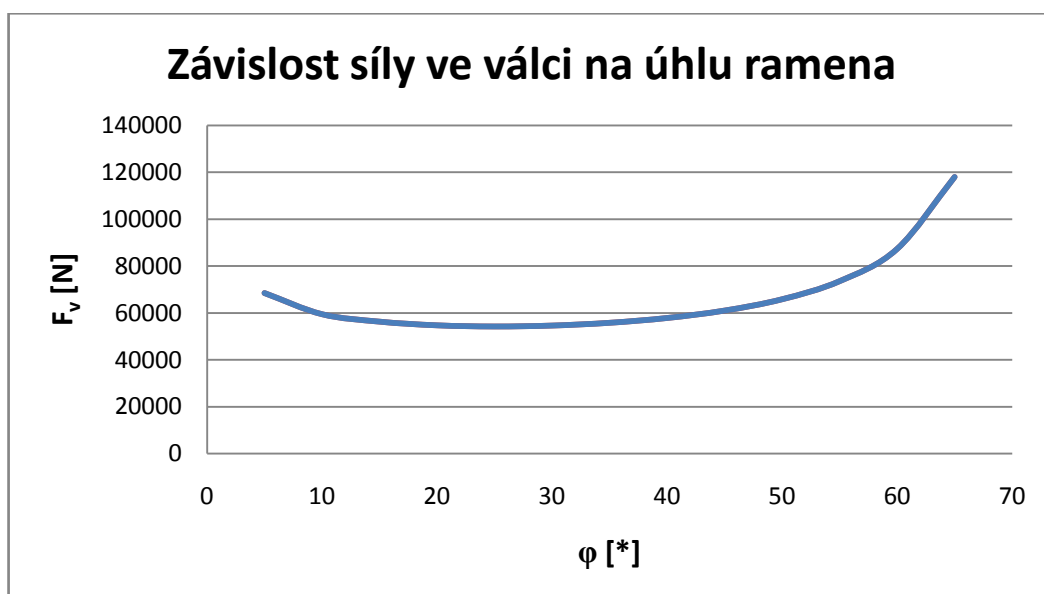
$$F_v \cdot v_L + G \cdot v_y \cdot \cos(180) + 4 \cdot 2 \cdot G_R \cdot v_y^* \cdot \cos(180) = 0 \quad (7.14)$$

Po dosazení vztahů (7.4), (7.5) a (7.13) dostaneme výraz

$$F_v = \frac{(G + 4 \cdot G_R) \cdot \cos(\varphi) \cdot L_R}{P_L} \quad (7.15)$$

$$F_v = 68\,485,359 \text{ N} \quad (7.16)$$

Jelikož se jedná o stejné umístění pohonu jako v bodě 3.5, tak bude i průběh síly ve válci stejný.

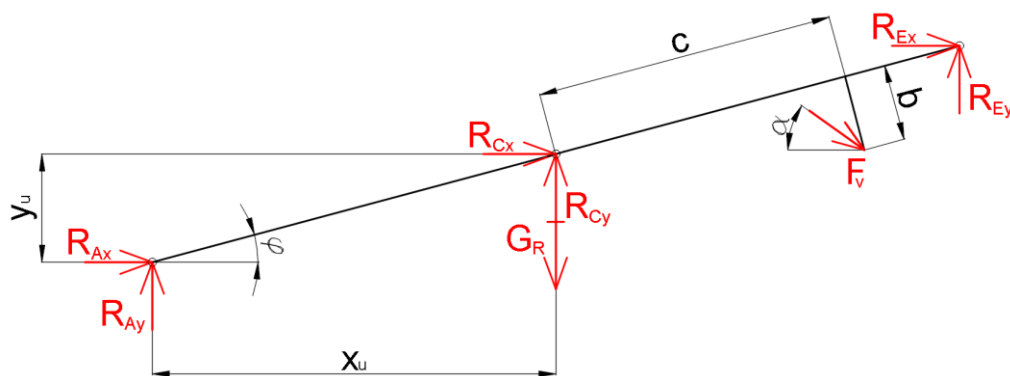


Graf 3 Závislost síly ve válci na sklonu ramene u čtyř-sekční plošiny

7.2 Výpočet čepových sil více-sekčního mechanismu

Protože mechanismus má celkem 9 těles, které se musí postupně uvolnit, budou znázorněny pouze rovnice pro ramena „2“ a „6“, na kterých je umístěn hydraulický válec a samotná plošina. Zbytek rovnic bude zapsán do maticového tvaru

Rameno „2“



Obr. 31

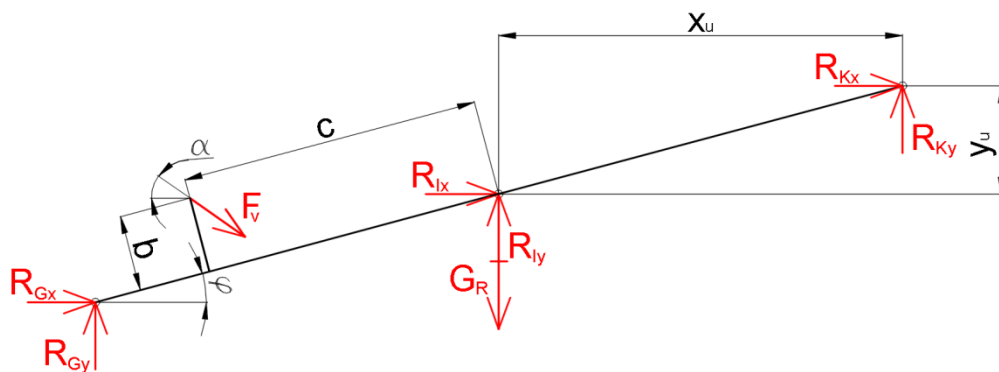
Obr. 31 Schéma uvolnění ramena „3“ čtyř-sekčního mechanismu

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Ax} + R_{Cx} - F_v \cdot \cos(\alpha) + R_{Ex} \quad (7.17)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Ay} + R_{Cy} + R_{Ey} + F_v \cdot \sin(\alpha) - G_R \quad (7.18)$$

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0 = & R_{Ax} \cdot y_u - R_{Ay} \cdot x_u - R_{Ey} \cdot x_u + R_{Ax} \cdot y_u - F_V \cdot \cos(\alpha) \\ & \cdot [c \cdot \sin(\varphi) - b \cdot \cos(\varphi)] - F_V \cdot \sin(\alpha) \\ & \cdot [c \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi)] \end{aligned} \quad (7.19)$$

Rameno „6“



Obr. 32

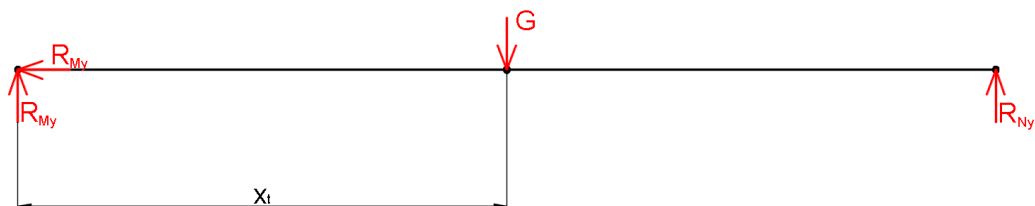
Obr. 32 Schéma uvolnění ramena „6“ čtyř-sekčního mechanismu

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Gx} + R_{Ix} + F_V \cdot \cos(\alpha) + R_{Kx} \quad (7.20)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Gy} + R_{Iy} + R_{Ky} - F_V \cdot \sin(\alpha) - G_R \quad (7.21)$$

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0 = & R_{Gx} \cdot y_u - R_{Gy} \cdot x_u - R_{Kx} \cdot y_u - R_{Ky} \cdot x_u - \\ & - F_V \cdot \cos(\alpha) \cdot [c \cdot \sin(\varphi) - b \cdot \cos(\varphi)] - \\ & - F_V \cdot \sin(\alpha) \cdot [c \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi)] \end{aligned} \quad (7.22)$$

Plošina



Obr. 33 Schéma uvolnění plošiny čtyř-sekčního mechanismu

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Mx} \quad (7.23)$$

$$\sum M_D = 0 = -R_{Ny} \cdot 2 \cdot x_t - G \cdot x_t \quad (7.24)$$

$$\sum M_E = 0 = R_{My} \cdot 2 \cdot x_t + G \cdot x_t \quad (7.25)$$

Na plošině jsou obdobně jako u jedno-sekčního mechanismu tři rovnice o třech neznámých, proto je lze snadno určit

$$R_{Mx} = 0 \text{ N} \quad (7.26)$$

$$R_{My} = -\frac{G}{2} = 4\,978,033 \text{ N} \quad (7.27)$$

$$R_{Ny} = -\frac{G}{2} = 4\,978,033 \text{ N} \quad (7.28)$$

Soustavu rovnic zapíši v maticovém tvaru

$$[K] \cdot \{n\} = \{v\} \quad (7.29)$$

Jelikož se jedná o soustavu 24 rovnic o 24 neznámých, je postup výpočtu včetně rovnic v maticovém uveden v příloze.

Pro výpočet matice $\{n\}$ použiji stejný postup jako v bodě 4.1, proto

$$\{n\} = [K]^{-1} \cdot \{v\} \quad (7.30)$$

Pak lze stanovit číselné hodnoty:

$$F_v = 68\,485,359 \text{ N} \quad (7.31)$$

$$R_{Ax} = 0 \text{ N} \quad (7.32)$$

$$R_{Ay} = 5\,996,933 \text{ N} \quad (7.33)$$

$$R_{By} = 5\,996,933 \text{ N} \quad (7.34)$$

$$R_{Cx} = 8\,743,133 \text{ N} \quad (7.35)$$

$$R_{Cy} = 10\,973,966 \text{ N} \quad (7.36)$$

$$R_{Dx} = -8\,763,133 \text{ N} \quad (7.37)$$

$$R_{Dy} = -5\,232,008\text{ N} \quad (7.38)$$

$$R_{Ex} = -71\,491,955\text{ N} \quad (7.39)$$

$$R_{Ey} = 10\,721,819\text{ N} \quad (7.40)$$

$$R_{Fx} = -105\,032,362\text{ N} \quad (7.41)$$

$$R_{Fy} = 0\text{ N} \quad (7.42)$$

$$R_{Gx} = 176\,524,317\text{ N} \quad (7.43)$$

$$R_{Gy} = -10\,976,794\text{ N} \quad (7.44)$$

$$R_{Hx} = 113\,775,495\text{ N} \quad (7.45)$$

$$R_{Hy} = 5\,486,983\text{ N} \quad (7.46)$$

$$R_{Ix} = -230\,465,368\text{ N} \quad (7.47)$$

$$R_{Iy} = -10\,973,966\text{ N} \quad (7.48)$$

$$R_{Jx} = 116\,689,873\text{ N} \quad (7.49)$$

$$R_{Jy} = 5\,232,008\text{ N} \quad (7.50)$$

$$R_{Kx} = 116\,689,873\text{ N} \quad (7.51)$$

$$R_{Ky} = -5232,008\text{ N} \quad (7.52)$$

$$R_{Lx} = -116\,689,873\text{ N} \quad (7.53)$$

$$R_{Ly} = 0\text{ N} \quad (7.54)$$

$$R_{Mx} = 0\text{ N} \quad (7.55)$$

$$R_{My} = -4\,977\text{ N} \quad (7.56)$$

$$R_{Ny} = -4\,977\text{ N} \quad (7.57)$$

Síly působící na pevný rám musí být v rovnováze

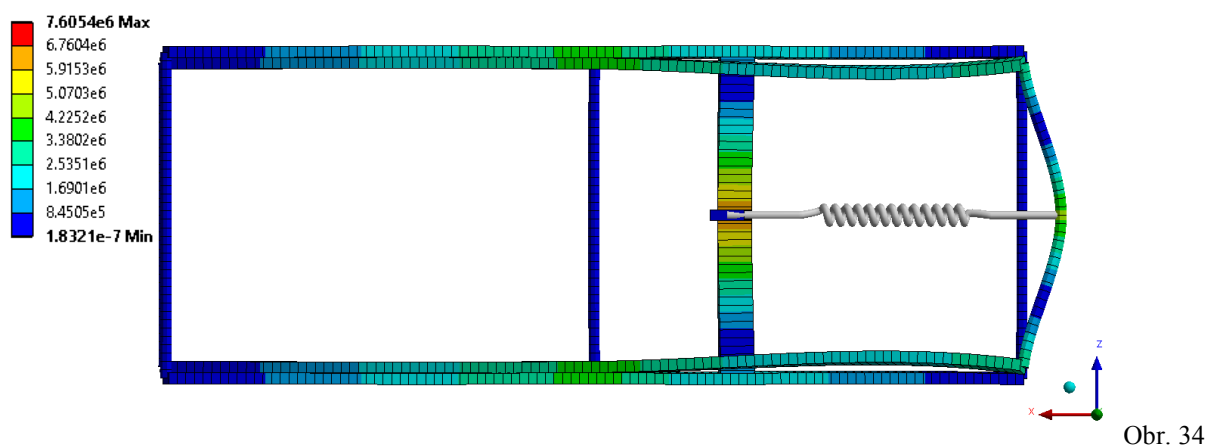
$$R_{Ay} + R_{By} - G - 4 \cdot G_R = 0 \quad (7.58)$$

Obdobně jako v bodě 4.1 porovnáme výslednou sílu v hnacím agregátu z metody principu virtuálních prací a metodou uvolnění, tj výsledky (7.16) a (7.31). I zde se výsledek neliší ani na třetím desetinném místě.

Pakliže jsou tyto podmínky splněny, lze výsledné hodnoty prohlásit za správné.

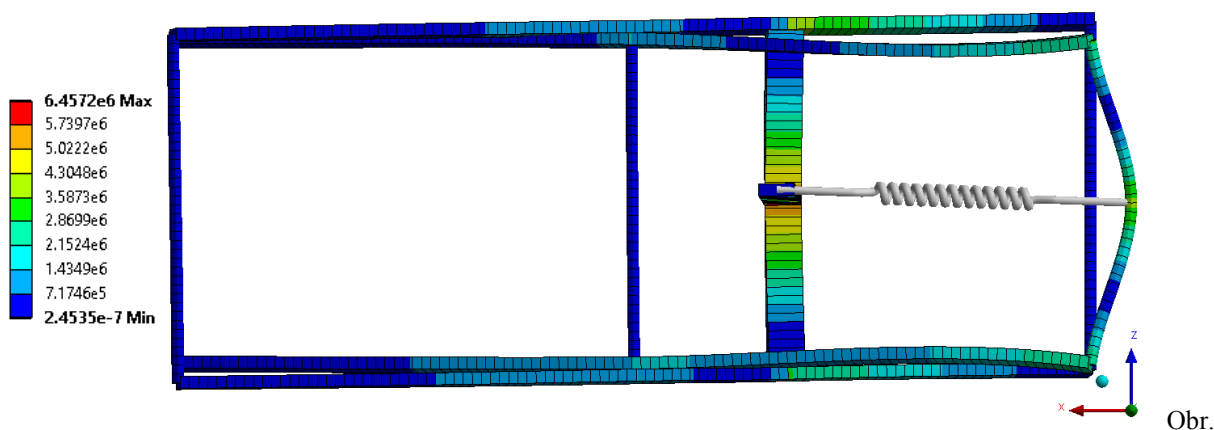
8. Statická analýza prostorového mechanismu

Model prostorového mechanismu je zkonstruován dle parametrů v kapitole 2 a stejným postupem jako v kapitole 5. Klouby jsou navzájem spojeny tyčemi o průměru 20 mm a ramena jsou od sebe osazeny vždy o polovinu šířky, aby model co nejvěrněji připomínal skutečnost. U prostorových mechanismů je nutno počítat i s ohybem ve třetím směru, který výrazně ovlivňuje rozměry ramen stejně jako uchycení hydraulického válce. Prostorový ohyb mechanismu je znázorněn na obr. 34, kdy jsou vykresleny ohybové momenty v N·mm. Jelikož se jedná o stejný mechanismus jako v kapitole 5, pouze s poloviční silou zatěžující jednotlivá ramena, nebudou vypisovány čepové síly, které jsou stejné. Pro distribuci je prostorového ohybu je zvolen profil ramene plný hranol 60 x 20 mm.



Obr. 34 Prostorový ohyb mechanismu při symetrickém zatížení

V praxi zpravidla nenastává případ, kdy se plošina zatíží symetricky. Proto je na obr. 35 znázorněn prostorový ohyb tehdy, když dojde k nerovnoměrnému rozložení zatěžující síly na plošinu.



Obr. 35 Prostorový ohyb mechanismu při nesymetrickém zatížení

9. Závěr

V první výpočtové kapitole byl proveden kinematický rozbor, který se zabýval počty stupňů volnosti mechanismu a stanovení nezávislého pohybu jakožto parametru, pomocí kterého jsou vyjádřeny zbylé vztahy. Dále v této kapitole byla pomocí principu virtuálních prací určena síla v hydraulickém válci pro dva identické způsoby provedení mechanismu, aby se distribuovala vhodnost umístění hnacího agregátu. Po stanovení vztahů byla síla vykreslena do grafu v závislosti na pracovním úhlu plošiny. Princip virtuálních prací je efektivní výpočtová metoda, právě jen když se požaduje jedna veličina. Proto k úplnému silovému řešení v čepch mechanismu byla použita metoda uvolnění, kdy se pro oba mechanismy sestavila soustava rovnic, která byla pro rychlejší řešení zapsána do maticového tvaru a vyřešena v matematickém softwaru MathCAD 2014. Pro výpočet v tomto programu je třeba mít nadefinované vstupní parametry, které lze ovšem měnit a tak lze provádět optimalizaci rozměrů mechanismu. Porovnáním sil v hydraulických válcích metodou uvolnění a principem virtuálních prací lze chápat, jako kontrolu správnosti výsledků. Po srovnání výsledků byl sestaven konečno prvkový model v softwaru ANSYS Workbench 16.0, kde hydraulický válec byl nahrazen pružinou o příslušné tuhosti a ramena nosníkovým prvkem BEAM. Výsledné hodnoty byly porovnány s analytickým výpočtem.

Pro pevnostní výpočet bylo třeba přepočítat čepové síly do dané polohy mechanismu a vykreslit vnitřní statické účinky, ze kterých se následně určila kritická místa, kde byla provedena pevnostní kontrola, jenž je závislá na průřezových charakteristikách kontrolovaného dílu na rozdíl od silového řešení, kde se konstrukce chápe jako prutová.

Obdobný analytický výpočet pro řešení síly v hydraulickém válci a reakcí v čepch byl aplikován i na více sekční mechanismus. Konkrétně na čtyř-sekční mobilní plošinu. Zde je patrná výhoda principu virtuálních prací, kdy síla v hydraulickém válci je stanovena velmi rychle na rozdíl od metody uvolnění, která v tomto případě obsahuje 27 rovnic se stejným počtem neznámých.

V poslední kapitole je provedena statická analýza 3D modelu, kde je distribuován prostorový ohyb jak u mechanismu s rovnoměrným rozložením zatěžující síly, tak i s nesymetrickým zatížením.

10. Seznam použitých pramenů

JULIŠ, Karel, Otakar TEPŘÍK a Adolf SLAVÍK. *Statika*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987

HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojnictví*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971.

CHOBOT, Karel. *Statika stavebních konstrukcí II*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.

LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.

HLAVÁČKOVÁ, Milada a kolektiv. *Statika*, [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007 [cit. 2016-05-05]. ISBN 978-80-248-1512-1. Dostupný z http://elearning-330.vsb.cz/Statika_elearning/index.htm

PODEŠVA, Jiří a kolektiv. *Dynamika I*, [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007 [cit. 2016-05-05]. ISBN 978-80-248-1518-3. Dostupný z http://elearning-330.vsb.cz/dynamika_e_learning/index.htm

FUSEK, Martin, Radim Halama. MKP a MHP – interaktivní studijní materiál, [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2016-05-05]. Dostupný z http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/mkpamhp_obr.pdf

Osvětlení s.r.o. - Pracovní a montážní plošiny. : *Nůžkové plošiny - plošina COMP 10* [online]. Plzeň, 2016 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.plosiny-vyhodne.cz/pujcovna-plosin/nuzkove/plosiny-comp-10.htm>

EUROLIFT s.r.o. : *Zvedací plošiny s nůžkovým pohonem* [online]. Ostrava, 2016 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.eurolift.cz/zvedaci-plosiny/zvedaci-plosiny-nuzkove-typy-pouziti/index.html>

ALTO SYSTEM s.r.o. : *Montážní lávky (technologické plošiny)* [online]. Plzeň, 2011 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.altosystems.cz/254-montazni-lavky-technologicke-plosiny>

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Podešvovi Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při jejím zpracování. Mé poděkování patří též Ing. Pavlu Maršálkovi za věcné připomínky a rady s MKP.

11. Seznam příloh

Příloha A:	Silový výpočet mechanismu s vodorovným hnacím agregátem
Příloha B:	Silový výpočet mechanismu se šikmým hnacím agregátem
Příloha C:	Silový výpočet více sekčního mechanismu
Příloha D:	Datový nosič s MKP modelem v programu ANSYS Workbench 16.0, výpočtové algoritmy v programech MathCAD 2014 a MS Exel 2013

Příloha A: Silový výpočet mechanismu s vodorovným válcem

Definování vstupních parametrů

Délka ramene:	$L := 1.5$
Tíhová síla plošiny:	$G := 2000 \cdot 9.807$
tíhová síla ramene:	$GR := 12.932 \cdot 9.807$
Rozměry bodu „U“	$c := 0.25 \quad b := 0.15$
Pracovní úhel:	$\varphi := 5 \text{ deg}$

Další potřebné vztahy

Délka ramene v ose „x“:	$xu := \cos(\varphi) \cdot \frac{L}{2}$
Délka ramene v ose „y“:	$yu := \sin(\varphi) \cdot \frac{L}{2}$
Poloha zatížení plošiny:	$xt := \cos(5 \text{ deg}) \cdot \frac{L}{2}$

Definice soustavy rovnic

- Silové účinky na plošinu $RDx := 0 \quad RDy := \frac{G}{2} \quad REy := \frac{G}{2}$

- Maticový zápis soustavy rovnic

Matice koeficientů

Matice neznámých

Matice pravých stran

$$K := \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ yu & yu & -xu & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ -yu & 0 & 0 & xu & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad R = \begin{pmatrix} Fv1 \\ R1x \\ R1y \\ R2y \\ R3x \\ R3y \end{pmatrix} \quad v := \begin{pmatrix} 0 \\ GR + REy \\ REy \cdot xu \\ RDx \\ GR + RDy \\ RDx \cdot yu - RDy \cdot xu \end{pmatrix}$$

Výpočet

Výsledek

$$K \cdot R = v$$

$$R := K^{-1} \cdot v$$

$$R = \begin{pmatrix} 225638.652 \\ 0 \\ 9933.824 \\ 9933.824 \\ -225638.652 \\ -9.095 \times 10^{-13} \end{pmatrix}$$

Příloha B: Silový výčet mechanismu se šikmým hnacím agregátem

Definování vstupních parametrů

Délka ramene:	$L := 1.5$
Tíhová síla plošiny:	$G := 2000 \cdot 9.807$
tíhová síla ramene:	$GR := 12.9329.807$
Rozměry bodu „U“	$c := 0.25 \quad b := 0.15$
Pracovní úhel:	$\varphi := 5\text{deg}$

Další potřebné vztahy

Délka ramene v ose „x“: $xu := \cos(\varphi) \cdot \frac{L}{2}$

Délka ramene v ose „y“: $yu := \sin(\varphi) \cdot \frac{L}{2}$

Poloha zatížení plošiny: $xt := \cos(5\text{deg}) \cdot \frac{L}{2}$

Úhel mezi pohonem a rámem: $\alpha := \text{atan}\left(\frac{yu + c \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)}{xu - c \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi)}\right)$

Substituce „X“: $X := \cos(\alpha) \cdot (c \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)) + \sin(\alpha) \cdot (c \cdot \cos(\varphi) - b \cdot \sin(\varphi))$

Definice soustavy rovnic

- Silové účinky na plošinu $RDx := 0 \quad RDy := \frac{G}{2} \quad REy := \frac{G}{2}$

- Maticový zápis soustavy rovnic

Matice koeficientů	Matice neznámých	Matice pravých stran
$K := \begin{pmatrix} -\cos(\alpha) & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\alpha) & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ \sin(\alpha) \cdot xu - \cos(\alpha) \cdot yu & yu & -xu & 0 & 0 & 0 \\ \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ \sin(\alpha) & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ -X & 0 & 0 & xu & 0 & 0 \end{pmatrix}$	$R = \begin{pmatrix} Fv \\ RAx \\ RAy \\ RBy \\ RCX \\ RCy \end{pmatrix}$	$v := \begin{pmatrix} 0 \\ GR + REy \\ REy \cdot xu \\ -RDx \\ GR + RDy \\ RDx \cdot yu - RDy \cdot xu \end{pmatrix}$

Výpočet

$$K \cdot R = v$$

$$R := K^{-1} \cdot v$$

Výsledek

$$R = \begin{pmatrix} 57954.404 \\ 0 \\ 9933.824 \\ 9933.824 \\ 52594.377 \\ 24342.236 \end{pmatrix}$$

Příloha C: Silový výpočet více sečkního mechanismu

Definování vstupních parametrů

Délka ramene:	$L := 2$
Tíhová síla plošiny:	$G := 9954.066$
tíhová síla ramene:	$GR := 254.975$
Rozměry bodu „U“	$c := 0.7 \quad b := 0.2$
Pracovní úhel:	$\varphi := 5\text{deg}$

Další potřebné vztahy

Délka ramene v ose „x“: $x_u := \cos(\varphi) \cdot \frac{L}{2}$

Délka ramene v ose „y“: $y_u := \sin(\varphi) \cdot \frac{L}{2}$

Poloha zatížení plošiny: $x_t := \cos(5\text{deg}) \cdot \frac{L}{2}$

Úhel mezi pohonem a rámem:
$$\alpha := \text{atan} \left[\frac{y_u + \left(\frac{L}{2} - c \right) \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)}{x_u - \left(\frac{L}{2} - c \right) \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi)} \right]$$

Substituce „X“:

$$X := -\sin(\alpha) \cdot (c \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi)) - \cos(\alpha) \cdot (c \cdot \sin(\varphi) - b \cdot \cos(\varphi))$$

Definice soustavy rovnic

- Silové účinky na plošinu $RM_x := 0 \quad RM_y := \frac{-G}{2} \quad RN_y := \frac{-G}{2}$

- Maticový zápis soustavy rovnic

$$R = \begin{pmatrix} F_v \\ R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Bx} \\ R_{Cx} \\ R_{Cy} \\ R_{Dx} \\ R_{Dy} \\ R_{Ex} \\ R_{Ey} \\ R_{Fx} \\ R_{Fy} \\ R_{Gx} \\ R_{Gy} \\ R_{Hx} \\ R_{Hy} \\ R_{Ix} \\ R_{Iy} \\ R_{Jx} \\ R_{Jy} \\ R_{Kx} \\ R_{Ky} \\ R_{Lx} \\ R_{Ly} \end{pmatrix}$$
$$v := \begin{pmatrix} 0 \\ \text{GR} \\ 0 \\ 0 \\ \text{GR} \\ 0 \\ 0 \\ \text{GR} \\ 0 \\ 0 \\ \text{GR} \\ 0 \\ 0 \\ \text{GR} \\ 0 \\ 0 \\ \text{GR} - \text{RNy} \\ -\text{RNy} \cdot \text{xu} \\ -\text{RMx} \\ \text{GR} - \text{RMx} \\ \text{RMx} \cdot \text{xu} + \text{RMx} \cdot \text{yu} \end{pmatrix}$$

K_{α}	$\cos(\alpha)$	1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	$-\sin(\alpha)$	0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	X	yu	-xu	0	0	0	0	0	-yu	xu	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	xu	0	0	yu	xu	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	yu	-xu	0	0	0	0	0	0	-yu	xu	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	-yu	-xu	0	0	yu	xu	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	$-\cos(\alpha)$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
	$\sin(\alpha)$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	
	X	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	yu	-xu	0	0	0	0	0	0	-yu	xu	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-yu	-xu	0	0	yu	xu	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	yu	-xu	0	0	0	0	0	0	0		
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0		
0																														